



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE INGENIERÍA
MECÁNICA ELÉCTRICA**

“Auditoría energética de la central térmica de Ventanilla para optimizar
su eficiencia energética, Lima”

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
Ingeniero Mecánico Electricista**

AUTOR:

Br. César Amado Heredia Puse (ORCID: 0000-0002-2870-5753)

ASESOR:

Dr. Aníbal Jesús Salazar Mendoza (ORCID: 0000-0003-4412-8789)

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Generación, transmisión y distribución

CHICLAYO – PERÚ

2019

Dedicatoria

Dedico éste trabajo a mi esposa Mary, quien ha sido la persona que ha estado en las buenas y en las malas al transcurrir el tiempo durante mis estudios con mucho esfuerzo y mis Hijos Edith, Eduardo y Brunella quiénes son mi motor y motivo de cada día para seguir adelante mi carrera profesional.

César Amado Heredia Puse

Agradecimiento

Manifiesto mi mayor agradecimiento, ante todo, a Dios por permitirme haber terminado este proyecto trazado y así poder desarrollarme profesionalmente, por estar a mi lado cuando más lo he necesitado.

La plana docente por la enseñanza transmitida la cual me ha servido para el desarrollo de esta tesis y por ayudarme a descubrir un mundo realmente emocionante e interesante, por su paciencia y saber escuchar ante un problema suscitado. A la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica a cada uno de sus integrantes, por su apoyo brindado.

César Amado Heredia Puse

Página del Jurado

Declaratoria de autenticidad

DECLARATORIA DE AUTENTICIDAD

Yo César Amado Heredia Puse, estudiante de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad César Vallejo, identificado con DNI N° 17635504, con el trabajo de investigación titulada, “Auditoría energética de la central térmica de Ventanilla para optimizar su eficiencia energética, Lima.”

Declaro bajo juramento que:

- 1) El trabajo de investigación es mi autoría propia.
- 2) Se ha respetado las normas internacionales de citas y referencias para las fuentes utilizadas. Por lo tanto, el trabajo de investigación no ha sido plagiado ni total ni parcialmente.
- 3) El trabajo de investigación no ha sido auto plagiado; es decir, no ha sido publicada ni presentada anteriormente para obtener algún grado académico previo o título profesional.
- 4) Los datos presentados en los resultados son reales, no han sido falseados, ni duplicados, ni copiados y por lo tanto los resultados que se presentan en la tesis se constituirán en aportes a la realidad investigada.

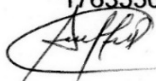
De identificarse la falta de fraude (datos falsos), plagio (información sin citar autores), autoplagio (presentar como nuevo algún trabajo de investigación propio que ya ha sido publicado), piratería (uso ilegal de información ajena) o falsificación (representar falsamente las ideas de otro), asumo las consecuencias y sanciones que de mi acción se deriven, sometiéndome a la normalidad vigente de la Universidad César Vallejo.

Chiclayo 18 de Diciembre, 2019

Nombres y apellidos César Amado Heredia Puse

DNI 17635504

Firma



Índice

| | |
|---|------|
| Dedicatoria | ii |
| Agradecimiento | iii |
| Página del jurado | iv |
| Declaratoria de autenticidad..... | v |
| Índice..... | vi |
| Índice de figuras | viii |
| Índice de tablas | ix |
| RESUMEN..... | x |
| ABSTRACT | xi |
| I. INTRODUCCIÓN | 1 |
| 1.1 Realidad problemática | 1 |
| 1.2 Trabajos previos | 4 |
| 1.3 Teorías relacionadas al tema | 7 |
| 1.4 Formulación del problema | 19 |
| 1.5 Justificación del estudio..... | 19 |
| 1.6 Problema de investigación | 20 |
| 1.7 Hipótesis | 20 |
| 1.8 Objetivos..... | 20 |
| II. MÉTODO | 21 |
| 2.1 Diseño de investigación..... | 21 |
| 2.2 Variables y operacionalización | 21 |
| 2.3 Operacionalización de las variables | 22 |
| 2.4 Población y Muestra | 23 |
| 2.5 Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad..... | 23 |
| 2.6 Validez y Confiabilidad..... | 24 |
| 2.7 Aspectos éticos..... | 24 |

| | |
|--|----|
| III. RESULTADOS | 25 |
| 3.1. Evaluar el estado de operación actual de la central térmica de Ventanilla y confeccionar su balance energético | 25 |
| 3.2. Determinar las medidas de mejora de los ciclos termodinámicos, que permitan aumentar la eficiencia de la central..... | 38 |
| 3.3. Costear las medidas de mejoras de la central | 44 |
| 3.4. Evaluación económica con los criterios TIR y VAN..... | 45 |
| IV. DISCUSIÓN | 48 |
| V. CONCLUSIONES | 50 |
| VI. RECOMENDACIONES | 51 |
| REFERENCIAS | 52 |
| ANEXOS..... | 54 |
| Acta de aprobación de originalidad de tesis..... | 58 |
| Reporte de turnitin | 59 |
| Autorización de publicación de tesis en repositorio institucional UCV | 60 |
| Autorización de la versión final del trabajo de investigación | 61 |

Índice de figuras

| | |
|--|----|
| Figura 1: Transformación de la energía. | 9 |
| Figura 2: Cambio de entropía entre dos estados específicos..... | 11 |
| Figura 3: Esquema de una caldera recuperación de calor. | 13 |
| Figura 4: Diagrama calor cedido – temperatura. | 13 |
| Figura 5: Esquema básico de un ciclo de gas ideal..... | 14 |
| Figura 6: Diagramas relación de P – V Y T – S..... | 15 |
| Figura 7: Elementos característicos de un ciclo inferior. | 16 |
| Figura 8: Diagrama temperatura – entropía ciclo Rankine. | 17 |
| Figura 9: Irreversibilidades de la bomba y la turbina en el ciclo Rankine..... | 18 |
| Figura 10: Distribución en planta de central Ventanilla. | 25 |
| Figura 11: Esquema de funcionamiento..... | 28 |
| Figura 12: Optimización de quemadores. | 34 |
| Figura 13: Mejora de la eficiencia de la combustión..... | 36 |
| Figura 14: Quemador dual..... | 36 |
| Figura 15: Propiedades de los combustibles. | 38 |
| Figura 16: Poderes caloríficos medios. | 39 |
| Figura 17: Quemador aspirador de pre mezcla aire – combustible. | 40 |
| Figura 18: Esquema de instalación del quemador. | 45 |

Índice de tablas

| | |
|---|----|
| Tabla 1: Características de las turbinas..... | 27 |
| Tabla 2: Composición química..... | 29 |
| Tabla 3: Parámetros termodinámicos..... | 33 |
| Tabla 4: Empresas centrales térmicas según ranking y potencia. | 37 |
| Tabla 6: Velocidad media de entrada..... | 41 |
| Tabla 7: Relación aire/combustible y % de combustible no quemado. | 42 |
| Tabla 8. Principales elementos de costo para la implementación. | 44 |
| Tabla 9: Presupuesto de suministro e instalación del nuevo sistema de quemado de gas natural..... | 46 |
| Tabla 10: Flujo de caja de trabajo para realizar simulaciones. | 47 |
| Tabla 11: Van Tir, análisis indicadores económicos-financieros..... | 47 |

RESUMEN

La investigación tuvo como objetivo elaborar auditoria energética de la central térmica de Ventanilla para recomendar la implementación de medidas de mejora de su eficiencia energética.

El tipo de investigación es aplicada, con diseño descriptivo, con una muestra que son los parámetros operacionales de la central térmica de Ventanilla, se utilizó fichas documentarias de recolección de datos y fichas técnicas de registro de medición de gas como instrumentos. Se concluyó que la principal medida de mejora, es la de un nuevo quemador de combustible, que reúna condiciones, como que las combustiones del gas natural demanden menos equipos preparatorios que el carbón pulverizado.

Palabras clave: Auditoría, central térmica, eficiencia energética

ABSTRACT

The objective of the research was to prepare an energy audit of the Ventanilla thermal power plant to recommend the implementation of measures to improve its energy efficiency.

The type of investigation is applied, with descriptive design, with a sample that are the operational parameters of the Ventanilla thermal power plant, data collection data sheets and gas measurement registration data sheets were used as instruments.

It was concluded that the main measure of improvement is that of a new fuel burner, which meets conditions, such as the combustion of natural gas requiring less preparatory equipment than pulverized coal.

Keywords: Audit, thermal power plant, energy efficiency

I. INTRODUCCIÓN

1.1 Realidad problemática

A nivel internacional

En todo el mundo los consumos energéticos han crecido de forma proporcionada en los últimos años, debido al desarrollo socioeconómico de las naciones y con el aumento poblacional. Siendo el avance tecnológico un punto importante en el cual se basa el consumo de energía eléctrica, siendo de ayuda en salud, comunicaciones, producción de alimentos, educación, entre otros (Pasquevich, 2016, p.23).

Cabe destacar que las centrales térmicas entre ellas (carbón, gas natural, petróleo, nucleares) son las responsables de la generación del 80% de la producción de energía eléctrica a nivel mundial. Por tal motivo debemos estar consciente del daño que ocasionan al desempeñar su trabajo originando (decrecimiento o extinción de recursos no renovables, contaminando, alterando los ecosistemas, entre otros) con el paso del tiempo se han incrementado de manera que han llegado a ser preocupantes para la salud de humana (UNESCO, 2014, p.5).

Sin embargo, estas son de gran utilidad al hombre, pero también son las principales emisoras de dióxido de carbono al medio ambiente, este gas favorece al efecto invernadero y por ende al calentamiento global, generando una preocupación a nivel mundial cuestionándose y proponiendo lo siguiente: tomar conciencia del límite que tienen los recursos energéticos y comprender que el medio ambiente peligra debido al desproporcionado consumo de los recursos fósiles (Pasquevich, 2016, p.25).

A nivel nacional

Por lo cual los procesos que generan potencia eléctrica de las centrales térmicas, forman circuito de redes a nivel Nacional Peruano, siendo estas las encargadas de entregar según el COES- SINAC 2017, por lo tanto, utilizando a fin de generar energía eléctrica medios no reemplazable, los principales es el gas natural, principal recurso no renovable utilizado en la actualidad debido a su bajo costo.

Es más latente la problemática en el sector industrial que posee el Perú, con el cuarto lugar obteniendo en tarifas menor precio, atrás de Venezuela, Paraguay y Argentina, estos aportan el valor potencial (Sociedad Nacional de Minería, Petróleo y Energía SNMPE, 2014, p.3).

Con respecto al año 2000 el registro de la electricidad en los grupos industriales, en especial la agronomía y la ganadería, el consumo aumentado en el 2014, estableciendo que en el sector energía se crece al doble con respecto al crecimiento económico peruano, por ejemplo, en el desarrollo se promedia el 4% de lo económico, entre 7 y 9% en los grupos energéticos (MEM, 2014, p.9).

Conforme a reportes de las Organizaciones Unidas, el peruano va a utilizar ocho veces más potencia para el año 2040 con respecto a los años mencionados. Es por ello que el Perú asume y está convencido de cambiar la principal potencia que se tiene actualmente, dónde él 50% es a través de generadores eléctricos. Logrando la meta no se dependerá del combustible o carburante, evitándose la desestabilización de costos del combustible (Ministerio de Energía y Minas, 2014, p.9).

Afin de obtener energías eléctricas en centrales térmicas se usa como combustible el petróleo, por tanto, suma costos de modo valioso, es por está obligado en aplicar novedades al elegir el combustible para utilizarlo como principio de energía contribuyendo al crecimiento del país (Ministerio de Energía y Minas, 2014, p.9).

A nivel local

La Central Ventanilla encuentra localizado, en el límite de Ventanilla, jurisdicción del Callao. Las aguas tratadas provenientes del sistema de enfriamiento a la etapa de unir donde torres de refrigeración son las equivalencias productivas de la base de Ventanilla. También existen algunas rectas de líquido que son los rebotes de la elaboración del proceso del líquido (limpia de pozas). La consultora SGS del Perú es la encargada de monitorear mensualmente el descargo al río Chillón del vertimiento de la central térmica de Ventanilla determinando los indicadores y confín otorgado R.D. 008-97-EM/DGAA, difundido en el diario El Peruano el 17/06/1997 en los sectores eléctricos.

Es a mediados del año 1993 que inició sus actividades poniendo en funcionamiento unas de las Centrales Térmicas con la potencia de 205.18 MW, esta funcionaba con apoyo de dos dinamos Westinghouse.

Asimismo, en 1997, amplía a 500 MW su potencia de generación eléctrica, utilizaba en su operación dos dinamos Siemens de una potencia de 160 MW cualquiera de ellas. Por medio de Memoriales N° 289-97- EM/DGAA e Informaciones N° 35-97-DGAA/MG el 22 de abril de 1997 del MEN, se determina la ampliación de la Central Térmica fue aprobada.

En junio del año 2002 se retiraron y fueron vendidas las dos turbinas Westinghouse a terceros, quedando las centrales térmicas de Ventanilla conformado en dos turbinas Siemens cada una 160 MW, ambas operaban con combustible Diésel 2.

En el año 2003, se adjudicaron la legalidad a fin de usar gas natural en las centrales térmicas al entorno de planificación Camisea, Ex – Etevenza, esto fue de manera a los convenios “Take Or Pay”. El contrato estipula dos periodos: la primera etapa (Trabajaba en fase Simple) la segunda etapa: (Trabajaba en fase Combinado). El primer ciclo (Trabajaba en fase Simple), consiste en trabajar al Diseño en los "Cambios a Gas Natural", logra al llegar la potencia requerida de 324 MW generando anualmente estimada de 2554.4 GWh. En este programa se realizó el cambio de dos turbos grupos (TG3 y TG4) a gas natural en fase simple, donde ejecutaron los cambios insustituibles del método carburante y adecuándolas al utilizar a los gases naturales, ejecutar los trabajos para su proceso en repartición. Labores realizadas al dinamo se instalaron abrazadores como componentes de mando que trabajen con los gases naturales es fundamental y el petróleo en urgencia. Este caso el ciclo se inició y funcionó con la presencia del Gobernante del Perú en agosto del 2004.

“El segundo ciclo (Transformación a fase Combinada), consiste por lo tanto la transformación de los dinamos a gases TG 3 y TG4. En transcurso 2006 concluyó las modificaciones a fase combinado a la central térmica de Ventanilla, cumpliendo alineamientos a la Investigación de Efectos Ambientales a los Proyectos de Cambios de Gases Naturales y Transición a Fase Combinada, aprobado a través de R D N°007-2004-MEN/AAE del 20 de abril de 2004. En la actualidad la planta térmica de Ventanilla con más capacidad y eficiencia del país, con 492.74 MW”.

1.2 Trabajos previos

A nivel internacional

En relación a los trabajos previos, tenemos a nivel internacional, en la investigación “Análisis del cumplimiento de los aspectos técnicos y legales, de las emisiones atmosféricas y calidad del aire en un caso de estudio de central térmica de ciclo combinado”. Tuvo como objetivo: evaluar la pertinencia de la implementación de centrales generadoras de ciclo combinado a gas natural. La metodología consistió en la recopilación bibliográfica principalmente de las fuentes: Servicio del Balance a los Impactos Ambientales, Biblioteca del Congreso Nacional y el Estudio al Impacto Ambiental (EIA) del proyecto en estudio. Se concluye que, en general si se podría instalar una Central de Ciclo Combinado a gas natural, pues los contaminantes CO, MP10, NOx, SO2 y la generación de O3 en la atmósfera se mantiene en niveles bajo el estado de latencia, por otro lado, el alto valor de MP2.5, en la Línea de Base que se observó en estación Charrúa y Pemuco, solo realizaron monitoreo durante 6 meses, por lo que no es un valor confiable (Torres Yévenes, É,2017, p.125).

En la investigación “Análisis de un sistema de control distribuido para generación eléctrica con motores de combustión interna en una central termoeléctrica”. Tuvo como objetivo: Analizar un sistema de control distribuido. La investigación fue de tipo expresiva, sintética y metódica. Se concluye dónde turbinas de vapor están las diferentes etapas potenciales que manejan un fluido donde nos permite variar en etapa, como en Rankine, que crea un vapor en una caldera, botando alta temperatura y presión (Izaguirre, C.A,2015, p.90).

En la tesis denominada “Análisis y estudio de central de CLD en ciclo combinado”, nos hace de conocimiento que la planta en estudio utiliza como un portador de oxígeno el cobre con un soporte de alúmina la cual cumple con un gran número de horas de trabajo y no teniendo ningún resultado afectando a la humanidad o nuestro ecosistema. El problema radica que en el ciclo CLC el reactor trabaja a una temperatura de aire de 950 °C y en el combustible es a 900 °C, por lo tanto, se ha tenido que emplear una turbina más de CO2 para poder expandir a la salida de este del reactor. La finalidad principal del trabajo de investigación es el estudio de viabilidad y adaptación teniendo en cuenta los resultados obtenidos mediante la herramienta llamada “Cliclepad”, la central de ciclo combinado. Llegando a concluir potencia obtenida en la central de ciclo combinado es rentable, la central opere comercializando la energía eléctrica. Siendo este trabajo un gran aporte para futuros trabajos,

aumentando la potencia a plantas que trabajen con mayor potencia, empleando tecnología que no emitan gases de efecto invernadero (Vásquez, José y Villa, Javier, 2015, p.99).

A nivel nacional

En los antecedentes nacionales, tenemos la investigación “Transformación de la etapa simple con diésel b5 s-50 a etapa mixta con gases naturales de la central termoeléctrica Puerto Bravo, Mollendo – Arequipa”. Tuvo como objetivo: Desarrollar un estudio termodinámico y diseño conceptual de la Central Termoeléctrica Puerto Bravo, etapa Simple con Diésel B5 S-50 pasando etapa mixta con gases naturales. La investigación fue de tipo conceptual. Se concluye que, es factible la modificación de etapa simple a etapa mixta de la Central Termoeléctrica Puerto Bravo; se reconoció los parámetros termodinámicos y características de la Central, necesarios desarrollar el presente trabajo; y Se consiguió desplegar un estudio termodinámico de la Central Termoeléctrica, a partir de los parámetros, características y datos de las turbinas que operan actualmente (Choque, Y.E, 2018, p.108).

En la investigación “Análisis exergético del condensador principal de la central de ciclo combinado Ventanilla”. Tuvo como objetivo: Analizar energéticamente el condensador principal de la turbina a vapor del ciclo combinado, para contribuir a diagnosticar las pérdidas y exceso de irreversibilidades en éste. La investigación fue de tipo analítica. Se concluye que, mediante el análisis exergético es posible detectar degradaciones de energía en un sistema, en nuestro caso encontramos que con el análisis energético la energía perdida se localiza en el calor perdido en el condensador y el calor desechado al medio ambiente, por otro lado del análisis exergético se observa que la capacidad de producir trabajo o potencia (energía) se pierde durante la operación del condensador, así mismo con el análisis exergético se identifica y cuantifican pérdidas por irreversibilidades ocasionadas por producción de entropía al interior del equipo (García y Miranda, 2018, p.132).

En la investigación “Auditoría energética de la central térmica en ciclo Rankine de vapor saturado del hospital belén de Trujillo para aumentar su eficiencia”. Tuvo como objetivo: Realizar una auditoria energética para aumentar la eficiencia. La investigación fue de tipo pre- experimental – estudio descriptivo. Se concluye que, en los métodos intercambiadores de calor, en central de esterilización y cocina dónde llegará a recuperar el 100%, por otro lado, en lavado y secado se recupera los vapores en la fase de secado, significando al 20% del consumo total del proceso, pues el 80% sobrante se ejecuta en lavado, sin recuperar por

la mezcla con detergentes. Recuperando 1002.24 Kg/h semejante al 64% del flujo másico de vapores consumidos por los calderos de 1566 Kg/h, donde se logra una temperatura de condensado de 153.27°C y un incremento en la temperatura de agua de alimentación de 107.12 °C, permitiendo ahorra en combustible de 19315.8 Gal/año y también ahorrar en agua por reposición de 4798.5 m³, año 108 Condiciones Actuales Condiciones Mejora Incremento Rendimiento Energético de la Caldera Rendimiento Energético en Planta Térmica Rendimiento Energético de la Caldera Rendimiento Energético en Planta Térmica $\Delta\eta$ $\Delta\eta$ 79.7% 75% 86% 85% 6.3% 10% a los fines el volumen de la resina es 4.45pie³ , una duración de regeneración semanal y uso de sal de 147.35 Kg/semana (Luján, L. M. 2016, p.110).

A nivel local

En su tesis titulada “Propuesta de un ciclo combinado para mejorar la eficiencia energética en central térmica de Paita”. Universidad Cesar Vallejos, siendo la falta de combustible una deficiencia para el funcionamiento de generación en rango completo de la central térmica simple se tiene que analizar las mejoras necesarias que se pueden realizar para el aumento de energía generada con la misma cantidad de materia prima. Este trabajo está enfocado en la mejora de la central térmica Paita, la cual funciona el central ciclo simple, se realizará el análisis energético para repotenciarlo y convertirla en central térmica de ciclo combinado aprovechando al máximo gases de escape y reduciendo así la eliminación de gases de efecto invernadero. Por tal motivo se implementará un ciclo de vapor Rankine al sistema ya existente un ciclo Brayton recuperando así el calor desperdiciado por la chimenea. Se tiene como resultado del análisis el aumento de la eficiencia de la central térmica de ciclo simple de un 32% pasando a una mayor eficiencia de 56% lo cual equivale el aumento de potencia generada de 30 MW a 47 MW (Santamaría, Augusto,2016, p.105).

En la tesis de nombre “Análisis energético y exergético de la implementación del ciclo combinado en la central Térmica Santa Rosa”. Universidad Mayor de San Marcos católica del Perú, indica que el aumento de la población tiene como resultado el aumento de energía ya sea en cualquiera de sus maneras de uso final (calor, electricidad, trabajo, entre otros), los cual se obtiene de los recursos energéticos mediante un proceso de transformación ya sea convencional o no convencional, siendo los primeros antes mencionados muy poco eficientes y a la ves producen efectos indeseables para el medio ambiente. Como objetivo es

efectuar un análisis energético y exergético de la central térmica, con generación energía eléctrica con turbina a gas, lo cual se proyecta a un segundo escenario (generar energía eléctrica con un ciclo combinado), reutilizando los gases de escape para combustión generados por la turbina a gas, estaría aumentando la eficiencia de un 37 a 54.7%.

Este proyecto de investigación concluye en que los procesos de combustión están constantemente relacionados altas pérdidas de energía por irreversibilidades, lo cual podemos mejorar aumentando e aislante térmico de las calderas (siendo más adiabático el proceso) (Chiok, Luis, 2014, p.138).

1.3 Teorías relacionadas al tema

La ecuación de estado

“Denomina ecuación de estado a cualquier ecuación en la que se involucre a la presión (p), volumen (v) y temperatura (t) de una sustancia, definiendo así el estado energético de esta” (Cengel y Boles, 2012, p. 137).

Se puede representar mediante la siguiente expresión.

$$PV = R * T \quad \text{Ec:01}$$

Corresponde: “R” a la variable de los gases, la cual se puede obtener de la siguiente expresión $R = R_0 / M$, siendo R_0 la variable universal de los gases equivalente a 8314 J/Kg.K y de la masa molecular del fluido en estudio.

Energía interna

“Se denomina energía interna a la adición de todos los tipos de energías presentes en cualquier cuerpo (siendo incluidos los gases), las cuales pueden ser (térmica, química, nuclear)” (Chiok, 2014, p.18).

“Esta energía es a escala macroscópica en la cual no se puede incluir la energía cinética traslacional o rotacional y la energía potencial” (Chiok, 2014, p.18).

La energía interna se define como una función.

$$U = f(t, v) \quad \text{Ec:02}$$

Dónde:

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)_v dt + \left(\frac{\partial u}{\partial v} \right)_t dv$$

Entalpía

Es una de las funciones termodinámicas la cual se define la medida de energías que tiene los sistemas termodinámicos para reaccionar con su círculo, en un sistema sellado la entalpía indica porción de energía en movimiento al ejercer presión de un medio de trabajo” (Chiok, 2014, p.19).

Se puede determinar mediante la apreciación de la temperatura y la presión como variables autónomas.

$$h = f(T, p) \quad \text{Ec:03}$$

Dónde:

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T dp$$

Primera ley de la termodinámica. “Conocida como el principio de la conservación de la energía, la cual nos ayuda a conocer las diferentes formas de interacción de la energía. mediante experimentos se determinó que la energía no se crea ni se destruye, solo se transforma” (Cengel y Boles, 2012, p. 70).

“Mediante la primera ley se puede determinar el concepto de energía total E. Para lo cual se considera que el trabajo neto es igual para todos los estados adiabáticos de un sistema cerrado, a través de dos estados indicados” (Cengel y Boles, 2012, p. 70).

Por lo tanto, la primera ley de la termodinámica para un sistema cíclico se determina con la integral cíclica del calor transferido que es igual a la integral cíclica del trabajo.

$$\oint dW = \oint dQ \quad \text{Ec:04}$$

Para un sistema cerrado que es afectado por efectos térmicos como de trabajo, se determina a la primera ley de la termodinámica de la siguiente manera:

$$dq + dw = de \quad \text{Ec:05}$$

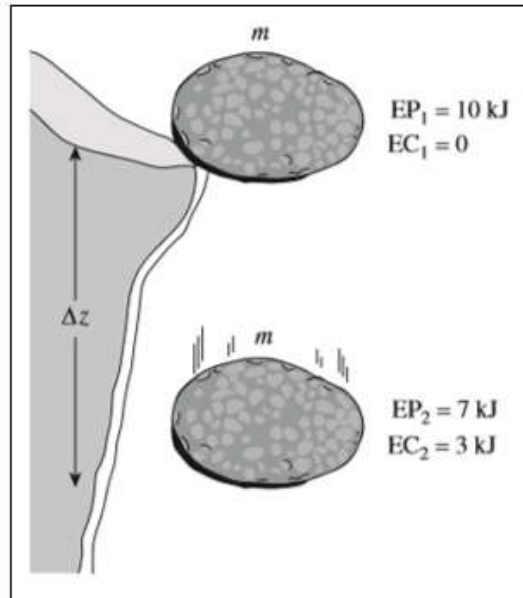


Figura 1: Transformación de la energía.

Fuente: Cengel y Boles (2012)

Segunda ley de la termodinámica

“Denominada también ley dónde define la perfección en los procesos termodinámicos. Su aportación es muy importante para determinar cuan perfecto es un proceso y saber cuál es la dirección para subsanar los errores de este” (Cengel y Boles, 2012, p.281).

Existen varios fenómenos que no se pueden explicar mediante la primera ley de la termodinámica o ley de la conservación, desde luego mucha utilidad para la segunda ley facilita conocimientos que permiten analizar y comprenderlos, entre estos podemos destacar:

- Facilita métodos que ayudan a cuantificar la clasificación de energía.
- Fija método de productividad ideales de los instrumentos de transformación en la energía.
- Define trayectoria de la variación en los procedimientos.
- Define para los procesos naturales la condición final de equilibrio.

“La segunda ley de la termodinámica se aplica para entender en las máquinas térmicas su funcionamiento. Para lo cual se denomina máquina térmica al dispositivo actuando continuamente o periódicamente produciendo funcionamiento mientras la energía permuta por el medio su frontera” (Chiok, 2014, p.23).

La maquinaria térmica donde trabaja entre una fuente de temperatura alta T_A y una fuente de temperatura baja T_B , además la energía entregado a la maquinaria térmica Q_E , por lo tanto la energía rechazado por esta Q_R , dando como resultado el trabajo generado por la maquinaria térmica W_{neto} , aplicando una de las primeras leyes termodinámicos a ésta maquinaria tenemos:

$$\sum Q + \sum W = \Delta U \quad \text{Ec:06}$$

Ahora la maquinaria térmica que trabaje cronológicamente el ΔU es cero, al ser expresado al cambio de energía en función de temperatura alta y baja del sistema, además se considera la energía transmitida expulsada se obtiene diferentes signos, dónde.

$$Q_E + Q_R + W_{NETO} = 0 \rightarrow |Q_E| - |Q_R| = |W_{NETO}| \quad \text{Ec:07}$$

Entropía

“Se define como una propiedad extensiva de un sistema, que también es llamada entropía total, a diferencia de la entropía por unidad que tiene como unidad de masa S, la cual es una propiedad intensiva que tiene como unidad kJ/kg. K” (Cengel y Boles, 2012, p. 334).

“Clausius en el año 1865 logro discernir que había encontrado una nueva propiedad termodinámica a la cual decidió llamarle ENTROPÍA, denominándola con la letra S” (Cengel y Boles, 2012, p. 333).

Se denota de la siguiente manera:

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{int rev} \quad (kJ / K) \quad \text{Ec:08}$$

“Una desigualdad muy considerable que se otorga a la segunda ley de la termodinámica de la desigualdad de Clausius, es decir: La integral cíclica de la cantidad $\delta Q/T$ para un sistema cerrado es siempre igual o menor a cero” (Chiok, 2014, p.24).

Este enunciado aplica para mecanismos repetitivos como constantes, en estado estable, se denota de la siguiente manera:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad \text{Ec:09}$$

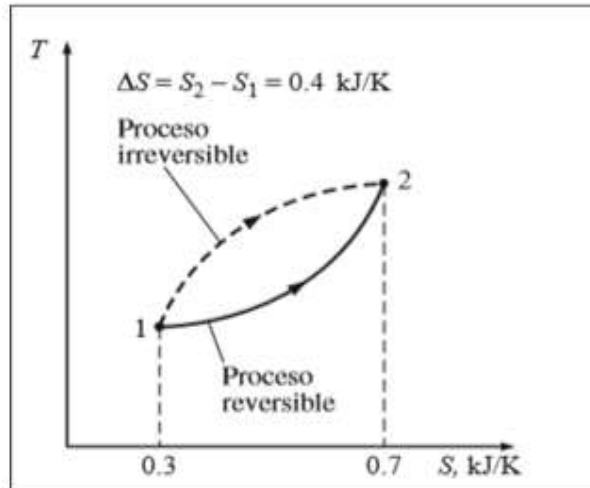


Figura 2: Cambio de entropía entre dos estados específicos.

Fuente: Chiok (2014)

Turbinas a gas

“Se puede definir como motor térmico rotativo de combustión interna dónde a partir de la energía que aporta la combustión del combustible gaseoso que pueden obtener gases de alta temperatura y presión” (Martínez, 2016, p. 17).

“Estos gases una vez expandidos en las turbinas producen energía mecánica, siendo esta aprovechada por el generador eléctrico acoplado por un eje hacia la turbina obteniéndose la generación de energía” (Martínez, 2016, p.17).

Rendimiento de turbinas a gas

“Rendimiento de una turbina de gas determinamos en relación de saltos entálpicos en la maquinaria y la energía contribuida por el combustible” (Martínez, 2016, p. 18).

Se resume en la siguiente expresión matemática.

$$\eta_{TG} = \frac{W_T - W_C}{m_f \cdot H_c} = \frac{(m_a + m_f) \cdot (h_3 - h_4) - m_a(h_2 - h_1)}{m_f \cdot H_c} \quad \text{Ec:10}$$

Dónde:

| | | | |
|---------------|--------------------------------------|---------|-------------------------------|
| η_{TG} : | Rendimiento de la turbina de gas | H_c : | Poder calorífico a la presión |
| W_T : | Potencia en el proceso | h_1 : | Entalpía de aire a la entrada |
| W_C : | Potencia para comprimir | h_2 : | Entalpía de aire a la salida |
| m_f : | Masa del combustible por unid tiempo | h_3 : | Entalpía de gas a la entrada |
| m_a : | Masa de aire por unid tiempo | h_4 : | Entalpía de gas a la salida |

“Esta fórmula mencionada determina el desempeño de los saltos entálpicos, en otras palabras, el contraste de temperaturas y presiones en la entrada de los distintos componentes que conforman la turbina de gas” (Martínez, 2016, p. 19).

“Además establece otro factor muy importante en el desempeño de las turbinas a gas, que una porción de la energía conseguida por la expansión del fluido es necesario utilizarse para la movilización del compresor” (Martínez, 2016, p. 19).

“Siendo el trabajo mayor en la turbina a gas que el que es necesario por el compresor para la compresión del aire, este último entregando energía muy alta a los gases aumentando su temperatura, es por tal que es necesario intercalar entre ambos una cámara de combustión” (Martínez, 2016, p. 19)

Es de suma importancia la conexión entre el caudal de aire obligatorio para movilizar el compresor y el caudal de los gases en general cuando sea inyectado el combustible. A la razón de la masa del combustible empleado y la masa de aire necesario se le denomina dosado, el cual debe estar en un intervalo del 2% y 3%.

El factor de potencia es obtenido mediante la razón por la potencia neta conseguida en el eje de la turbina a gas y la potencia compuesta al proceso de expansión. Se determina de la siguiente manera:

$$\varphi_p = \frac{W_T - W_C}{W_T} = 1 - \frac{W_C}{W_T} = 1 - \frac{m_a}{m_a + m_f} \cdot \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4} \quad \text{Ec:11}$$

Caldera Recuperación de Calor (CRC O HRSG)

“Es un elemento que une las fases en mención Brayton y Rankine, lo cual es esencialmente un enlace de cambio de calor entre gases y agua – vapor aprovechando la energía de los gases de escape emitidos por turbina de gas empleándolos para la generación de vapor” (Martínez, 2016, p. 21).

“La temperatura a los que salen estos gases promedian los 500 °C y los 650 °C atravesando un grupo de enlaces de cambio de calor para caldear, gasificar y sobrecalentar el fluido agua – vapor teniendo la finalidad alimentar la turbina de calor” (Martínez, 2016, p. 21).

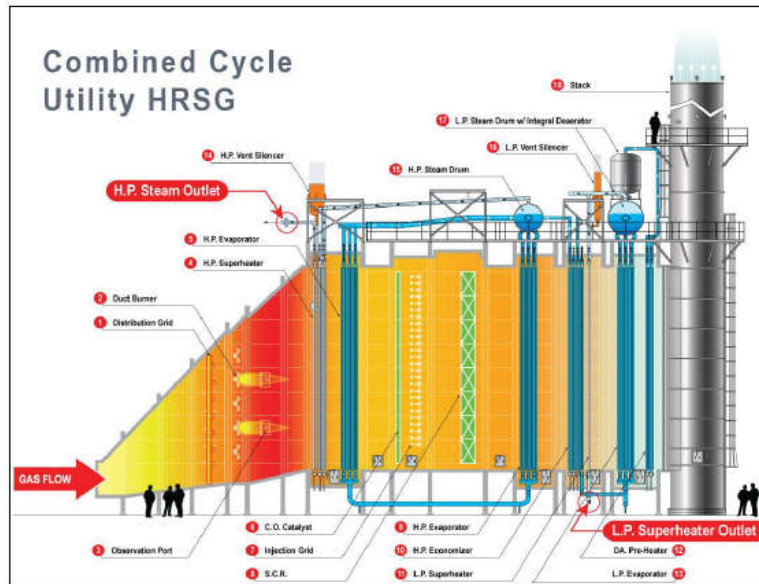


Figura 3: Esquema de una caldera recuperación de calor.

Fuente: Martínez (2016)

Niveles de presión de la Caldera Recuperación de Calor (CRC O HRSG)

“La principal particularidad de la caldera de recuperación de calor son cantidades de niveles de presión que tenga esta. Siendo número de niveles máximo tres, por lo tanto, la eficiencia de la caldera de recuperación de calor será mayor según sus niveles de presión que tenga” (Martínez, 2016, p. 22).

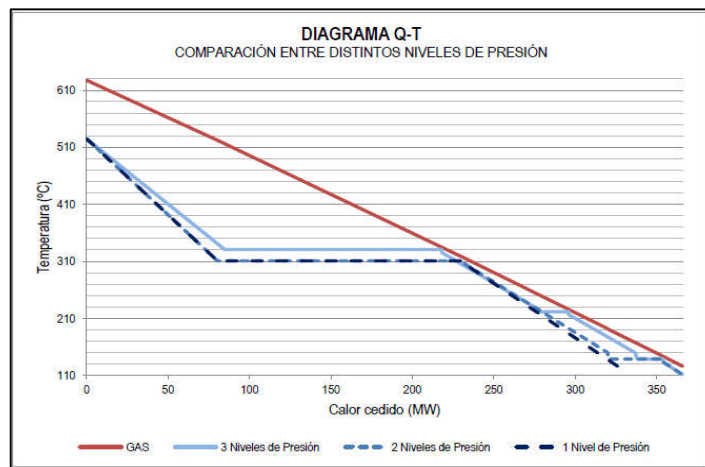


Figura 4: Diagrama calor cedido – temperatura.

Fuente: Martínez (2016)

Ciclo de Gas (Ciclo joule Brayton)

“La fase de mayor temperatura significa un componente fundamental en la planta de ciclo combinado (C.C) debido a que se desarrolla la contribución energética y el que provee energía a la caldera de recuperación por medio de sus gases de escape. En relación que se tiene una temperatura de aporte mayor se logra hacer el ciclo más competitivo” (Choque, 2018, p. 39).

En términos generales, aumenta a la temperatura de ingreso de la turbina, desarrolla la utilidad energética del ciclo, a pesar que en algún momento implique el aumento en las irreversibilidades al interior de la turbina. También, si se piensa en C.C. acoplado a la turbina de gas (TG) se tiene que tener cuidado que cuanto mayor sea la temperatura de escape de la TG, mayor será el rendimiento del ciclo de vapor (Choque, 2018, p. 39).

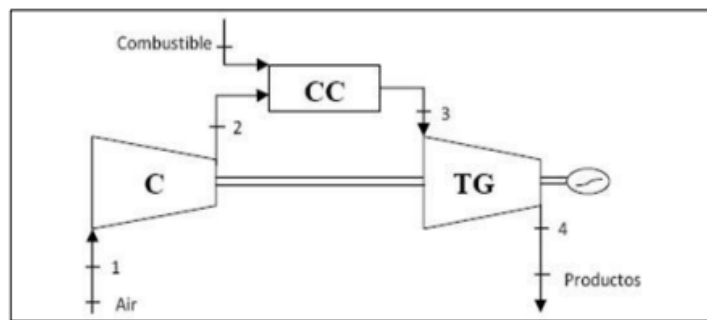


Figura 5: Esquema básico de un ciclo de gas ideal.

Fuente: Choque 2018)

“El aire es succionado a presión atmosférica y es comprimido mediante el compresor lo cual hace que la temperatura del aire aumente, para luego ser transportado hacia la cámara de combustión para ser inyectado de forma constante y uniforme” (Choque, 2018, p. 40).

El ciclo Brayton ideal está compuesto por 4 procesos variables en el interior:

- 1-2 compresión adiabática
- 2-3 entrega de calor a presión constante
- 3-4 expansión adiabática
- 4-1 entrega de calor a presión constante

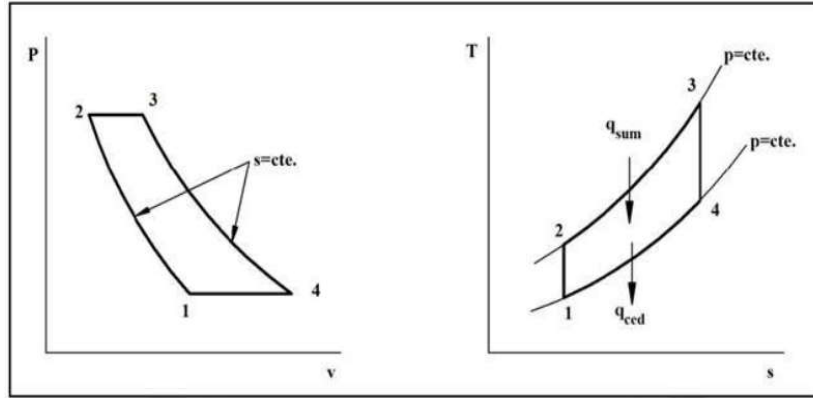


Figura 6: Diagramas relación de P – V Y T – S

Fuente: Choque (2018)

Se puede definir la relación de presiones de la siguiente manera:

$$r_p = \frac{P_1}{P_2} = \frac{P_3}{P_4} \quad \text{Ec:12}$$

El balance de energía se da por la siguiente expresión:

$$q + W = \Delta h + \Delta e_c + \Delta e_p \quad \text{Ec:13}$$

Se pueden depreciar Δe_c y Δe_p quedando los procesos adiabáticos sin transferencia de calor, 1-2 y 3-4 denotados de la siguiente manera:

$$W = \Delta h \quad \text{Ec:14}$$

Al igual que en los procesos 2-3 y 4-1 no hay trabajo entonces tenemos:

$$q = \Delta h$$

Se concluye en lo siguiente:

$$W_{compr, ent} = h_2 - h_1$$

$$W_{Turb, sal} = h_3 - h_4$$

$$q_{sum} = h_3 - h_2$$

$$q_{ced} = h_4 - h_1$$

El trabajo neto de salida se determina:

$$W_{ciclo, sal} = W_{T, sal} - W_{compr, ent} \quad \text{Ec:15}$$

Turbinas a vapor

“Es un turbo maquina motora, su función es transformar la energía de un flujo de vapor en energía mecánica, lo cual se realiza mediante la permutación de una suma de movimiento entre el vapor y el rodete, siendo este último la parte más importante de la turbina de vapor” (Atalaya, 2014, p. 16).

Ciclo de Rankine

“Ciclo de potencia cuya función principal es generar energía, para lograr dicho objetivo utilizan turbinas de vapor las cuales son generalmente del tipo axial, las cuales pueden constar de varios cuerpos, dependiendo sus propiedades” (Choque, 2018, p. 43).

“El elemento de operación del ciclo Rankine es el agua. El fluido colmado a la salida del condensador es comprimido para luego ser enviado a una caldera donde se le proporciona calor a presión constante. El vapor sobrecalentado entra a la turbina de vapor para posteriormente ser expandido produciendo trabajo, seguidamente ingresa aun condensador para eliminar el calor constante.

La alimentación del agua es realizada por la bomba, ingresando está a presión requerida para transferir calor en la caldera, consigue presión y temperatura para el funcionamiento correcto de la turbina, y en la producción de vacío en el condensador (Choque, 2018, p. 43).

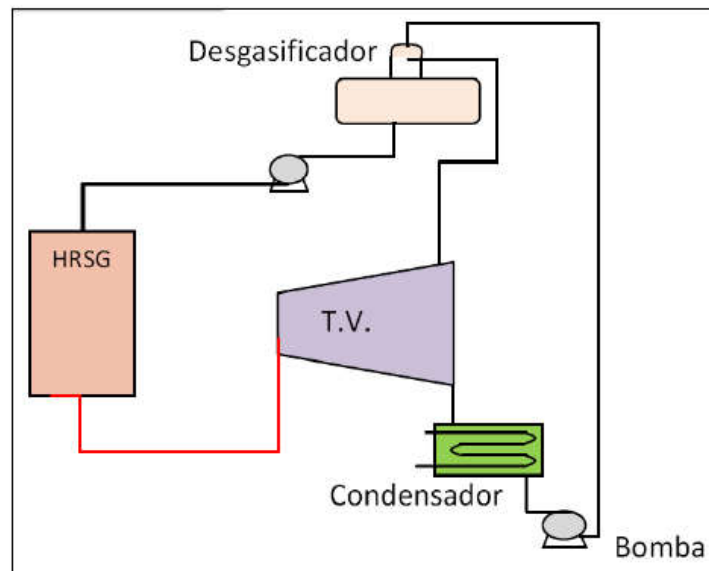


Figura 7: Elementos característicos de un ciclo inferior.

Fuente: Choque (2018)

El ciclo Rankine está compuesto por cuatro procesos:

- 1 a 2 compresión isoentrópico en la bomba
- 2 a 3 entrega de calor en caldera con sobre calentador
- 3 a 4 expansión adiabática en una turbina en una turbina de vapor
- 4 a 1 transmisión de energía a opresión continuo de un condensador

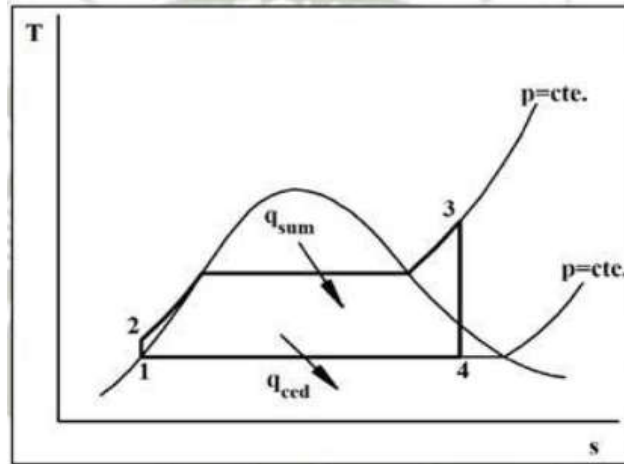


Figura 8: Diagrama temperatura – entropía ciclo Rankine.

Fuente: Choque (2018)

Siendo el balance de energía de este ciclo de la siguiente manera:

$$q + W = \Delta h + \Delta e_c + \Delta e_p \quad \text{Ec:16}$$

Se pueden depreciar Δe_c y Δe_p quedando los procesos adiabáticos sin transferencia de calor, 1-2 y 3-4 denotados de la siguiente manera:

$$W = \Delta h \quad \text{Ec:17}$$

Al igual que en los procesos 2-3 y 4-1 no hay trabajo entonces tenemos:

$$q = \Delta h \quad \text{Ec:18}$$

Se concluye en lo siguiente:

$$W_{B, \text{ent}} = h_2 - h_1$$

$$W_{T, \text{sal}} = h_3 - h_4$$

$$q_{\text{sum}} = h_3 - h_2$$

$$q_{\text{cond.ced}} = h_4 - h_1$$

El trabajo neto de salida se determina:

$$W_{\text{ciclo,sal}} = W_{T,\text{sal}} - W_{B,\text{ent}} \quad \text{Ec:19}$$

El rendimiento térmico del ciclo se determina de la siguiente manera:

$$\eta_{ter.rank} = \frac{W_{ciclo,sal}}{q_{sum}} = \frac{W_{T,sal} - W_{B,ent}}{q_{sum}} = \frac{h_3 - h_4 - V_{f,1}(P_2 - P_1)}{h_3 - h_4}$$

$$\eta_{ter.rank} = 1 - \frac{q_{cond,ced}}{q_{sum}} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} \quad \text{Ec:20}$$

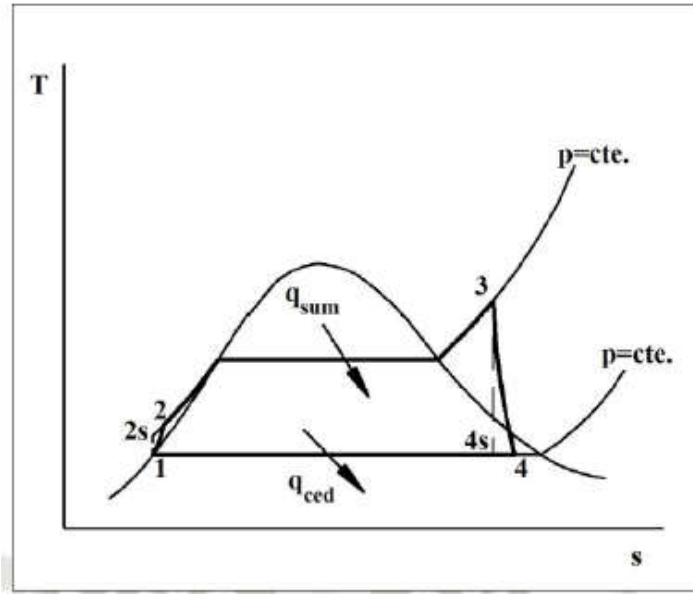


Figura 9: Irreversibilidades de la bomba y la turbina en el ciclo Rankine.

Fuente: Choque (2018)

Al igual que el ciclo brayton, los procesos de expansión en la turbina y compresión en la bomba se dan irreversibilidades como se muestra en la figura N°7. Los rendimientos adiabáticos o eficiencias isoentrópicas para el ciclo Rankine se determinan de la siguiente manera:

$$\eta_B = \frac{W_s}{W_{real}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$\eta_T = \frac{W_{real}}{W_s} = \frac{h_3 - h_4}{h_{3s} - h_4} \quad \text{Ec:21}$$

1.4 Formulación del problema

Por lo antes planteado es que se ha formulado la siguiente interrogante: ¿De qué manera mejoraría la eficiencia de la Central Térmica de Ventanilla, realizando una auditoría energética?

1.5 Justificación del estudio

Técnica

La investigación se justifica técnicamente porque permitirá conocer la eficiencia energética de la central térmica, determinar las pérdidas a través del tiempo. Esto permitirá proyectar su vida útil, además de poder proyectar un plan de mantenimiento ya sea preventivo o correctivo de acuerdo al desgaste de la central. Este estudio de mejora de eficiencia de la Central Térmica de Ventanilla es importante porque según lo observado con el aislamiento adecuado de las calderas mejoramos la disminución calórica hacia el exterior permitiendo de esta manera la generación de energía eléctrica de forma más eficiente.

Económica

También se justifica económicamente, al definir la eficiencia térmica actual de la central, permitirá saber cuáles son los puntos a mejorar lo cual permitirá llegar alcanzar su máxima eficiencia. Esto permitirá generar más energía eléctrica con la misma cantidad de combustible, lo cual se reflejará considerablemente en un ahorro de combustible.

Social

Asimismo, la justificación social es que todas propuestas se encaminarán a realizar un uso sostenible, racional y responsable, lo cual permitirá entregar una mayor potencia eléctrica al sistema interconectado SEIN.

Ambiental

En la justificación ambiental, será muy beneficioso para el medio ambiente ya que se reducirá la contaminación, debido a que se generara energía eléctrica en forma más eficiente. Según (Schneider Electric) “es de gran importancia porque la electricidad es un gran contribuyente a las emisiones de gases efecto invernadero (GEI), hasta 50% como son las emisiones de CO₂ que le son imputables al consumo eléctrico. El cumplimiento en relación a los compromisos y metas trazadas por los gobiernos integrantes al protocolo de Kioto, en el cual, el Perú es parte, donde reducir aproximadamente 20% las emisiones de gases de efecto invernadero, fue compromiso (GEI) al cierre del 2020.”

1.6 Problema de investigación

¿En qué manera optimizamos su eficiencia energética de la central de Ventanilla?

1.7 Hipótesis

Realizando la auditoría energética de la central de Ventanilla optimizamos su eficiencia energética.

1.8 Objetivos

Objetivo general

Para dar solución a lo antes mencionado, la investigación ha diseñado el siguiente objetivo general: Elaborar Auditoria energética en la central térmica de ventanilla dónde recomendamos implementar medidas de mejora de su eficiencia energética y para cumplirlo, se ha diseñado los siguientes:

Objetivos específicos

- Evaluar el estado de operación actual de la central térmica de ventanilla. y confeccionar su balance energético.
- Determinar las medidas de mejora de los ciclos termodinámicos, que permitan aumentar la eficiencia de la Central.
- Diseñar y costear las medidas de mejoras de la Central y; Realizar la evaluación económica con los criterios TIR y VAN.
- Y, por último, se ha planteado la siguiente hipótesis: Realizando la auditoría energética de la central térmica de ventanilla podemos evaluar su eficiencia energética, Lima.

II. MÉTODO

2.1 Diseño de investigación

Tipo

Es del tipo aplicada dónde se aplicarán teorías establecidas que permitan el entendimiento de situaciones problemáticas o se plantearán soluciones de problemas específicos.

Diseño

También es del tipo descriptiva puesto se encarga de medir conceptos y definir variables.

2.2 Variables y operacionalización

Identificación de Variables:

- **Variable Independiente:** Auditoria energética.
- **Variable Dependiente:** Optimización de la eficiencia energética.

2.3 Operacionalización de las variables

| Variable | Definición Conceptual | Definición operacional | Dimensiones | Indicadores | Instrumentos | Escala de medición |
|---|--|--|--|--|--|--------------------------|
| Independiente Auditoría energética. | “Referida en el Primer Principio de la Termodinámica que suministrando una medida cualitativa de la calidad de la potencia. Por lo tanto, en cuanto mayor sea el calor a la que se contribuya la energía calórica a la máquina térmica mejor convertirá en energía mecánico, con lo cual mayor será la eficiencia para convertir energía calórica a trabajo eléctrico”. (López, G. García, E, Convertini, L. Y Farina, M, 2017, P. 2). | “La energía térmica contribuida por el origen caliente es energía de segunda calidad, debido que la energía contribuida a una máquina térmica no se cambia totalmente en trabajo mecánico, permaneciendo una significativa parte de ella como pérdida hacia la fuente fría. “ (Revoredo , 2012) | Estudio Técnico. Estudio Económico. Estudio Ambiental. | Cantidad de combustible. Combustión de gas. Temperatura | Ficha de recolección de datos. Ficha técnica de registro de medición de gas | Razón o Proporción |
| Dependiente Optimización de la eficiencia energética. | “Es usar la energía solamente cuando se necesita, usando solamente la cantidad de energía necesaria y asegurando que la energía se utiliza con la máxima eficiencia.” (ABB, p. 1). | “La optimización busca mejorar las condiciones generales del sistema eléctrico de la central térmica, pero se usa más donde la eficiencia de las instalaciones eléctricas influye mucho en el buen funcionamiento de la central térmica.” (Kant 2012) | Potencia Eléctrica. Tiempo de operación. | Intensidad de Corriente Eléctrica. Tensión Factor de Potencia. | Fichas de observaciones Hoja de calculo | Razón o Proporción |

2.4 Población y Muestra

- **Población:** Son parámetros operacionales de la central térmica en Ventanilla.
- **Muestra:** La muestra es igual a la población.

2.5 Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad.

Técnica

Revisión Documental: Este arte nos permitirá la obtención de información que esté ligado con temas de análisis, gracias a información de libros, tesinas, tesis de doctorado, publicaciones en red con respecto al tema.

| TÉCNICA | USO | INSTRUMENTO |
|----------------------------|---|--|
| Observación | Medir el consumo de combustible. | Ficha control de combustible. |
| | Medir los parámetros de operación. | Ficha registro de parámetros de funcionamiento |
| Revisión documental | Revisar información técnica para la realización de los cálculos de la eficiencia térmica. | Ficha de revisión documental |

Instrumentos de Recolección de Datos.

- Ficha de recolección de datos.** Documento donde registrarán todos los datos recopilados de la información dentro del contexto deseado.
Luego se trabajará con la información recopilada, para que luego se convierta en la información útil que deseamos, en esta etapa apelamos a las observaciones y entrevistas.
- Ficha técnica de registro de medición de gas.** Es el documento tiene por objeto establecer los requisitos técnicos con respecto al gas.

2.6 Validez y Confiabilidad

Validez: Será validado mediante viabilidad al optimizar la eficiencia energética de la central térmica de Ventanilla, teniéndose presente que el trabajo es de tipo directo e indirecto ya que se basarán en datos obtenidos directamente del lugar y por libros.

Confiabilidad: Se emplearán instrumentos de investigación que ya han sido autenticado por autores han realizado estudios ligados al tema por lo que se citaran a los autores incorporando el año que publican y el número de página de la cual se obtiene la investigación demostrada.

Métodos de análisis de datos

Al analizar números cuantitativos, esto se debe a que la investigación que se plantea recogerá valores numéricos, por lo tanto, el análisis se realizará con matrices de números, tablas y nomogramas almacenados realizados en Excel. Elaborándose tendencias, promedios y variaciones, permitiendo la visualización del consumo de energía en todas sus potencialidades, a fin de elaborar la mejor alternativa.

2.7 Aspectos éticos

Los valores ciertos serán dados sin ser cambiados en la realización del análisis matemático de la investigación. Dónde el indagador está obligado acatar la verdad del resultado, confianza de datos entregados la entidad cooperante por la ejecución del informe de tesis; el respeto a la verdad protegiendo la similitud a la persona que interviene al estudio, honorabilidad donde se hablara con la verdad sobre aspectos del estudio de análisis.

III. RESULTADOS

3.1. Evaluar el estado de operación actual de la central térmica de Ventanilla y confeccionar su balance energético

La central térmica se encuentra en la provincia del Callao, precisamente a orillas río chillón lado derecho, localidad denominada Pampa de los perros, una distancia 10 km en la carretera a ventanilla (Av. Néstor Gambeta). Esta central está a una altura de 50 msnm, sus coordenadas son: latitud sur $11^{\circ}56'14.19''$ y longitud este $77^{\circ}07'09.07''$.

El funcionamiento de la central térmica pertenece al principal que son las aguas tratadas derivada al sistema en refrigeración del sistema en etapa mixta (torres refrigerantes), también cuenta con otras líneas que corresponden al rechazo de agua las cuales son utilizadas en el retro lavado de filtros de lecho hondo y poza de equilibrio. Las aguas son vertidas al río chillón y controlado mensualmente por SGS del Perú según parámetros y demarcaciones determinadas por la R.D. 008-97-EM/DGAA, en el año 1997 para el sector eléctrico” (Etevensa, 1997).



Figura 10: Distribución en planta de central Ventanilla.

Fuente: Autoría propia de la Central de Ventanilla.

El paso de concepción de energía eléctrica de la central térmica se da inicio con la absorción de aire del exterior, llevado al compresor de la turbina a gas pasando por un filtro. El aire se comprime mezclándose al carburante pulverizado y enviado a una cámara para la combustión.

El producto de esta combustión es cuando fluyen los gases altas temperaturas se expanden produciendo trabajo en la turbina a gas, este acoplado al generador con lo cual se produce la generación de la energía. Las flatulencias de escape son llevadas por cámara recuperadora de calor o también denominado con las siglas (CRC), es aquí donde se trata de extraer todo el calor de las flatulencias de escape para luego transmitirlo al ciclo agua vapor antes de enviar al ambiente. Esta cámara de restauración de calor está conformada por tres etapas:

- **Etapa N°1:** A esta etapa se le llama economizador, ubicándose en la parte superior de la cámara de restauración de calor, el agua es ingresada altas presiones para ser recalentada hasta el punto de ebullición.
- **Etapa N°2:** Se le llama etapa de evaporización, ubicándose en la parte intermedia de la cámara de recuperación de calor, transformándose el agua en vapor.
- **Etapa N°3:** Esta parte se le llama recalentador y se encuentra ubicada a lado debajo de la cámara de recuperación de calor, esta zona la temperatura es mayor debido a que esta junto a la saliente de la turbina a gas. Es donde los vapores recalentados son inyectados a la turbina a vapor en el cual expande en los alabes produciendo trabajo en el eje de la turbina, convirtiéndose posteriormente en la generación de energía eléctrica.

Planta siemens

La planta siemens está formado por 2 turbinas a gas (TG N°3 Y TG N°4) y 1 turbina de vapor (TV N°5). Empezaron funcionar y puestas en servicio al año 2006, siendo su modo de operación en ciclo combinado.

Las turbinas a gas N°3 y 4 están constituidas por una turbina - generador modelo SGT6-5 4000F de 156.72 y 155.94 MW de potencia efectiva actual y turbina de vapor N°5 cuenta con un generador SST6 5000 con una potencia efectiva actual de 180.8 MW.

Características principales

Tabla 1: *Características de las turbinas.*

| CARACTERÍSTICAS | UNIDADES | | |
|----------------------|---------------|---------------|---------------|
| MOTOR | | | |
| Designación | TG-3 | TG-4 | TV-5 |
| Marca | SIEMENS | SIEMENS | SIEMENS |
| Modelo | V84.3ª | V84.3ª | SST6-5000 |
| Serie | 800305 | 800308 | 0-0 |
| RPM | 3600 | 3600 | 3600 |
| Año | 1997 | 1997 | 2006 |
| Combustible | GAS –DIESEL | GAS- DIESEL | |
| Generador | | | |
| Marca | SIEMENS | SIEMENS | SIEMENS |
| Serie | M127868 | M127869 | 0-0 |
| Modelo | TLRI108/36-36 | TLRI108/36-36 | TLRI108/46-36 |
| Pot Garantizada (MW) | 484.9 | | |
| Tensión | 16 | 16 | 16 |
| RPM | 3600 | 3600 | 3600 |

Fuente: autoría propia.

Esquema de cálculo del ciclo combinado.

Al siguiente bosquejo denotan los primordiales elementos de la central térmica, lo cual será de mucha ayuda para realizar la investigación energética de la central. Los ciclos combinados constan también una turbina a gas (ciclo Brayton simple). También es necesario indicar los puntos donde se realizarán los cálculos respectivos.

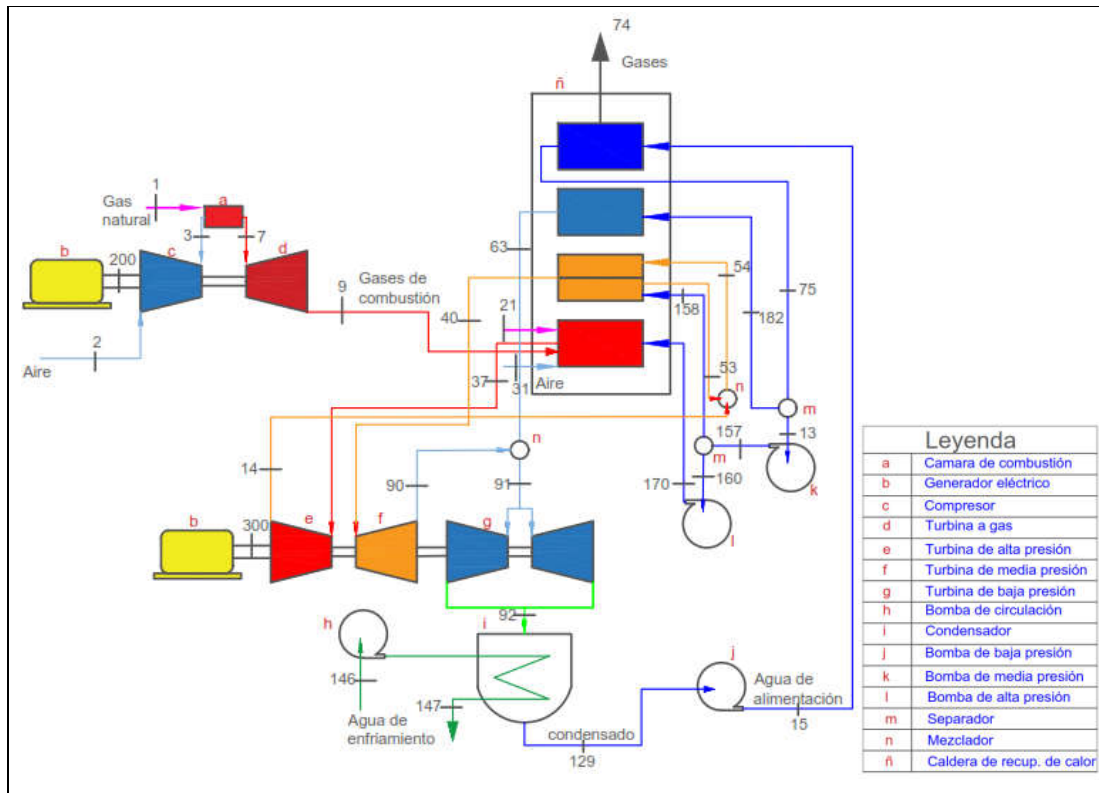


Figura 11: Esquema de funcionamiento.

Fuente: Autoría propia.

Determinación del PCI del gas natural (GN) y flujos másicos en la turbina a gas.

Al subsistema de gas natural es necesario fijar la cantidad de gas natural (GN) y aire necesarios, teniendo los datos del fabricante de la turbina a gas, siendo: Flujo másico de gases $m_{gas} = 551 \text{ kg/s}$, Temperatura de salida de gases, $t = 593 \text{ °C}$ y Potencia del eje de la turbina $P_{TG} = 156 \text{ MW}$. Con esta información tenemos en cuenta que la expansión de los gases en la turbina se efectúa hasta la presión atmosférica $p = 101.3 \text{ kPa}$, se puede determinar que $h_9 = 896.16 \text{ kJ/kg}$.

Teniendo como datos análisis realizados en el laboratorio por EDEGEL a una muestra de gas natural que llega de Camisea, siendo este usado como combustible en la central térmica en mención. El combustible al ingresar a los sistemas de ciclo combinado, gas natural es regulado por la situación de presión de suministro: 100.8 kPa (1.008 bar); temperatura promedio: 15 °C . Tomando los datos obtenidos a diferentes muestras de Gas natural realizados por Cengel y Boles, 2006; se determina la siguiente composición: Propano 0.11% ; nitrógeno 0.77% ; dióxido de carbono 0.23% ; Metano 88.42% ; Etano 10.47% .

Tabla 2: Composición química.

| Composición | Formula | Fracción molar | Masa Molar | Fracción En peso | PCI (kJ/kg) | PCI parcial (kJ/kg) |
|-------------|-------------------------------|----------------|------------|------------------|-------------|---------------------|
| Metano | CH ₄ | 0,8842 | 16,04 | 0,8161 | 50,050 | 40,843.6 |
| Etano | C ₂ H ₆ | 0,1047 | 30,07 | 0,1812 | 47,520 | 8,608.4 |
| Propano | C ₃ H ₈ | 0,0011 | 44,10 | 0,0028 | 46,340 | 129,33 |
| Total | | 0,9900 | | 1,000 | | 49,581.3 |

Fuente: autoría propia de gases.

Determinando así poder calorífico:

Poder calorífico superior: 53,598.43 kJ/kg

Poder calorífico inferior: 48,362.14 kJ/kg

Labor adecuada de la turbina gas, el flujo másico de gases, el PCI del gas natural y la eficiencia media del subsistema a gas se deriva a deducir los flujos másicos en la turbina a gas (Reyes, 2007)

$$\eta_{ter} = \frac{W_{util}}{Q_{ent}} = \frac{W_{T-GE}}{m_{comb} PCI}$$
$$m_{comb} = \frac{156000}{0.388 \times 49581} = 8.10 \text{ kg/s}$$

El flujo de aire será igual a:

$$m_{air} = m_{gas} - m_{comb} = 439.8 - 8.10 = 431.7 \text{ kg/s}$$

Parámetros en las secciones del sistema

A continuación, se detalla la condición inicial de los distintos fluidos que intervienen en el período:

Punto 1: En este punto se da el ingreso gas natural hacia la cámara de combustión, por datos referente en la medición.

$$m_{comb} = 8.10 \text{ kg/s}$$

Punto 2: Ingreso de aire al compresor, las variables de flujo han sido tomado en datos de medida realizados en el control de la central.

$$m_{aire} = 439.8 \text{ kg/s}$$

Punto 3: Presión de salida del compresor, teniendo una relación de presión

$r_p = 15$, con lo cual se calculara la presión de salida.

$$p_3 = r_p P_2 = 15 \times 101.3 = 1519.5 \text{ kPa}$$

Esto se puede considerar como un proceso isoentrópico, con lo cual se puede determinar $s_3 = s_2$ y P_3 . Primero se determinará el punto 9.

Punto 9: Poder calorífico en la saliente de la turbina de gas, se realiza cálculo considerando.

$$T_9 = 593 \text{ °C y la presión } P_9 = 101.3 \text{ kPa, } h_9 = 903.32 \text{ kJ/kg}$$

Punto 7: Presión en la saliente de la cámara de ignición, considerando la disminución del 3% dónde determina:

$$p_7 = 0.97 P_3 = 0.97 \times 1,519.5 = 1473.92 \text{ kPa}$$

Al realizar la investigación energética de la cámara de ignición permitirá realizar el cálculo de la entalpia en la entrada del generador a gas h_7 , tomado como eficacia de la cámara $n_{cc} = 0.99$.

$$(m_{comb} PCI + m_{air} h_3) n_{cc} = m_{gas} h_7 \rightarrow h_7 = (m_{comb} PCI + m_{air} h_3) n_{cc} / m_{gas}$$

$$h_7 = \frac{(8.10 \times 49581.3 + 431.7 \times 680.01) 0.99}{439.8} = 1564.84 \text{ kJ/kg}$$

Los parámetros del punto 9T, se realizarán considerando:

$$p_9, S_{9T} = S_7 \text{ y } h_{9T} = 838.15 \text{ kJ/kg}$$

Para realizar el cálculo de la eficacia del generador a gas realizaremos con la siguiente expresión:

$$h_7 = 1564.84 \text{ kJ/kg}$$

$$S_7 = 7.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{K}}$$

$$h_9 = 903.32 \text{ kJ/kg}$$

$$S_{9T} = S_7$$

$$h_{9T} = 838.15 \text{ kJ/kg}$$

$$n_{TG} = \frac{h_7 - h_9}{h_7 - h_{9T}} = \frac{1564.84 - 903.32}{1564.84 - 838.15} = 0.91$$

Este resultado será útil para calcular los variables en la saliente del compresor.

$$W_{TG} = W_{GE} + W_{teor-c} \rightarrow m_{gas}(h_7-h_9)=W_{GE}+m_{air}(h_{3t} - h_2)$$

$$h_{3T} = \frac{m_{gas}(h_7-h_9)-W_{GE}}{m_{air}} + h_2 = \frac{439.8 \times (1564.84-903.32)-156,000}{431.7} + 294.57$$

$$h_{3T} = 607.14 \text{ kJ/kg}$$

Eficiencia del compresor

$$\eta_{comp} = \frac{h_3 - h_2}{h_{3T} - h_2} = \frac{586.01 - 294.57}{607.14 - 294.57} = 0.93$$

Punto 37: saliente de la HRSG: siendo la presión $p_{3t} = 13 \text{ MP}$ y temperatura $T_{37} = 556 \text{ }^\circ\text{C}$.

Punto 14: saliente a la turbina de alta presión, expandiéndose al vapor hasta $p_{14} = 2.94 \text{ MPa}$.

El proceso isoentrópico $s_{14} = s_{11}$, siendo así bajo este criterio la entalpia teórica $h_{14t} = 3039.67 \text{ kJ/kg}$. Siendo la eficacia de la turbina de alta presión $\eta = 0.85$

La entalpia será:

$$\eta_{AP} = \frac{h_{11} - h_{14}}{h_{11} - h_{14t}} \Rightarrow h_{11} = 3487 - 0.85(3487.09 - 3039.67) = 3106.78 \text{ kJ/kg}$$

Punto 40: Este punto es el saliente del HSRG (vapor de media presión): $p_{40} = 3.2 \text{ MPa}$ y temperatura $t_{40} = 555 \text{ }^\circ\text{C}$.

Punto 90: La turbina de media presión inicia la salida: La expansión del vapor hasta $p_{90} = 0.39 \text{ MPa}$. Siendo un proceso isoentrópico $s_{90} = s_{40}$, según esta condición la entalpia teórica es $h_{90t} = 2940.3 \text{ kJ/kg}$. Sabiendo que turbina media presión (TMP) alcanza una eficiencia de $\eta = 0.85$.

La entalpia real es:

$$\eta_{MP} = \frac{h_{40} - h_{90}}{h_{40} - h_{90t}} \Rightarrow h_{90} = 3567 - 0.85(3567.72 - 2940.3) = 3034.41 \text{ kJ/kg}$$

Punto 91: se encuentra la saliente de la mezcladora de vapor a baja presión, siendo su presión de trabajo $p_{63} = 0.39 \text{ MPa}$, lo que al realizar el balance energético en el mesclador con datos del fabricante, permitiendo encontrar un flujo másico de media presión es 5.28 kg/s y de baja presión es 21.39 kg/s .

$$m_{MP}h_{90} + m_{BP}h_{63} = (m_{MP} + m_{BP})h_{91} \Rightarrow h_{91} = \frac{m_{MP}h_{90} + m_{BP}h_{63}}{m_{MP} + m_{BP}}$$

$$h_{91} = \frac{5.28 \times 3034.41 + 21.39 \times 3046}{5.28 + 21.39} = 3043.71 \text{ kJ/kg}$$

Punto 92: saliente de turbina de baja presión expandiéndose aproximadamente igual la presión del condensador $p_{92} = 0.097 \text{ MPa}$. Siendo el proceso isoentrópico $s_{92} = s_{63}$, según esta condición, el punto 92 se localiza a una presión doble. Siendo las propiedades de saturación $s_v = 8.27 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$, $s_l = 0.56$, $h_v = 2571.76 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ y $h_l = 163.36 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$, permitiendo calcular la calidad isoentrópica.

$$y_{92} = \frac{s_{92t} - s_t}{s_v - s_t} = \frac{7.53 - 0.56}{8.27 - 0.56} = 0.9$$

La entalpia teórica en el punto 92 se determina:

$$y_{92} = \frac{h_{92t} - h_l}{h_v - h_l} \Rightarrow h_{92t} = 163.36 + 0.9045(2571.76 - 163.36) = 2341.7 \text{ kJ/kg}$$

Punto 129: saliente del condensador siendo parámetros del fluido correspondientes al líquido saturado.

Punto 15: saliente de la bomba de presión baja con una presión de salida de 2.6 MPa. Al transcurso isoentrópico de compresión $s_{15} = s_{129}$. En relación a estas situaciones, la entalpia teórica $h_{15t} = 165.96 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$, como el poder de la bomba de baja presión $\eta = 0.85$. La entalpia verdadera se determina:

$$\eta = \frac{h_{15t} - h_{129}}{h_{15} - h_{129}} \Rightarrow h_{90} = 163.36 + (2571.76 - 163.36) = 2341.7 \text{ kJ/kg}$$

Punto 75: Saliente del economizador, tiene una presión de trabajo de $T_{75} = 2.6 \text{ MPa}$.

Balance energético de la central térmica ventanilla. El sistema trabaja en un régimen constante y adiabático en todas las etapas de los elementos. Un indicador fundamental que denota al rendimiento energético del sistema, entregada debido a los combustibles representando al 100 % de la eficiencia energética, como es el gas metano – Diésel quienes proporcionan potencia al ser quemados en la cámara de llamas de la turbina, por otro lado, el intercambiador de mejora entrega energía se da en la quema de combustibles por el contenido térmico de gases calientes al salir en la turbina.

Al realizar balance energético tomaremos referencias en energía al segundo del gas natural (GN) quemado en la cámara de quemado de la turbina a vapor, la cual se determina por la siguiente expresión:

$$E_{comb} = m_{comb} x PCI = 8.10 x 49581.3 = 401,608.53 \text{ kJ}$$

El análisis será efectuado en cada componente del sistema mezclado. Como por ejemplo de turbinas y bombas del sub sistema a la turbina de vapor de 3 niveles presión: alta, media y

baja, realizándose un análisis individual posteriormente uniéndose al único nivel. Energía del aire a la entrada del compresor (punto 2)

$$E_{air} = E_2 = m_{air} h_2 = 431.7 \times 294.57 = 127,165.87 \text{ KJ}$$

Compresor de la turbina a gas (punto 3)

$$\text{Teórico: } E_{3teor} = E_2 + m_{air}(h_{3t} - h_2) = 127,165.87 + 439.8(719.47 - 294.57)$$

$$E_{3teor} = 314,036.89 \text{ KJ}$$

$$\text{Real: } E_3 = E_2 + m_{air}(h_3 - h_2) = 127,165.87 + 439.8(680.01 - 294.57)$$

$$E_3 = 296,682.38 \text{ kJ}$$

Cámara de combustión (punto 7)

Teórico:

$$E_{7teor} = E_3 + m_{air}PCI = 296,682.38 + 8.10 \times 49,581.3 = 698,290.91 \text{ kJ}$$

$$\text{Real: } E_7 = E_{7teor} + n_{cc} = 698,290.91 \times 0.99 = 691,308 \text{ kJ}$$

Turbina a gas (punto 9)

$$\text{Teórico: } E_{9teor} = E_7 - m_{air}(h_7 - h_{9t}) = 691,308 - 439.8(1732.81 - 838.12)$$

$$E_{9teor} = 297,823.33 \text{ kJ}$$

$$\text{Real: } E_9 = E_7 - m_{gas}(h_7 - h_9) = 691,308 - 439.8(1732.81 - 896.16)$$

$$E_9 = 323,349.33 \text{ kJ}$$

Con lo que los Parámetros del Balance Térmico de la Central a Gas de Ventanilla, lo podemos reducir y sintetizar en la siguiente tabla:

Tabla 3: Parámetros termodinámicos.

| Punto | Entalpia Kj/kg | Entropía Kj/kg °k | Eficiencia % |
|-------|----------------|-------------------|--------------|
| 7 | 1,564.84 | 2.79783 | |
| 9 | 903.32 | 2.79783 | 91 |
| E | 3,567.00 | 6.78280 | |
| 14 | 2,940.30 | 6.78280 | 85 |
| f | 3,567.00 | 6.78280 | |
| 90 | 2,940.30 | 6.78280 | 85 |
| 91 | 3,043.71 | 7.90030 | |
| 92 | 2,571.76 | 7.90030 | 85 |
| 129 | 2,571.76 | 7.90030 | |
| 15 | 2,571.76 | 7.90030 | |

Fuente: autoría propia.

Obteniéndose una eficiencia total de ciclo combinado de:

Ingreso Energético del Gas Natural: 391,733.34 Kj/S.

Ingreso Energético de Turbinas a Gas: 133,957.80 Kj/S.

Ingreso Energético de Turbinas a Vapor: 101,427.88 Kj/S.

Haciendo una eficiencia Total de: 60.09 %.

Mejoras en las Eficiencias de los Quemadores de Gas Natural:

Procedemos a la optimización del exceso de aire, mediante la utilización de atmosferas turbulentas, que permitan un mejor encuentro entre moléculas de aires y las moléculas de combustible, de acuerdo al siguiente criterio:

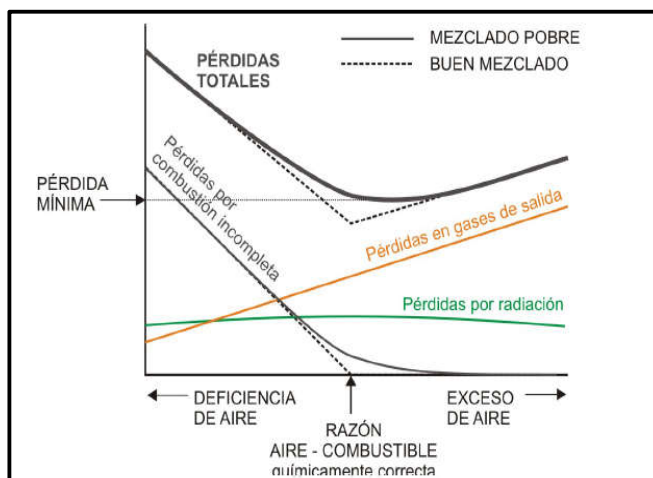


Figura 12: Optimización de quemadores.

Fuente: Heredia (1985)

“Quemadores perfecciona la ignición cómo también eficacia, cultivando la potencia energética del gas natural, consiguiendo eficiencia en la producción de combustión, incrementando la potencia y fuerza de la Turbina, que forma y concentra reducido contenido de hidrógeno (66%) y oxígeno (33%) como el gas, pues por cada molécula de hidrocarburo, requiere una molécula de oxígeno para la reacción, agregando oxígeno totalmente limpio dignifica el ambiente de combustión, el hidrógeno en gas beneficia a quemar todo el gas natural de la cámara de combustión, eliminando impurezas como el carboncillo en las paredes de la cámara, Los contaminantes reactivos, como la eficiencia de combustión aumenta la potencia, entonces el sistema reduce el flujo de combustible haciendo que la potencia vuelva a los rangos iniciales, economizando combustible, habiendo el caso de turbinas que trabajan en alturas o faenas mineras donde la densidad del oxígeno es reducida, el sistema va incorporando el oxígeno puro que falta, permitiendo, la turbina no baje su potencia” (Heredia , 1985).

Mejoras a realizarse en el sistema de Mejoras en la combustión

La implementación del desarrollo al sistema perfeccionará la combustión y la eficacia, se aprovecha la potencia energética del Gas Natural de Camisea, permitiendo producir una eficiente más eficiente, incrementando los niveles de potencia de Turbinas a Gas Natural de la Central Termoeléctrica, esto se genera, pues el sistema genera y reúne reducidas cantidades de hidrógeno (66%) y oxígeno (33%) como gas. Como cada molécula de hidrocarburo, necesita una molécula de oxígeno para la reacción, el ingreso de oxígeno puro dignifica el ambiente de combustión, donde el hidrógeno en gas refuerza a quemar todo el Gas Natural de la cámara de combustión. Entonces, ya no tenemos carboncillo en las paredes de la cámara, ni humos de escape.” (Bardales, 2001). Las reacciones químicas en la combustión resultan logrando actualmente vapor de agua como emisión y reducir gran porcentaje de contaminantes reactivos. La eficacia de combustión incrementa potencia, es decir al sistema disminuye al flujo de combustible Gas Natural, a la potencia vuelva a los rangos de inicio, o produce mayor cantidad de Energía y Potencia a menor costo , produciendo dos efectos , que aumente la eficiencia y por ende disminuya e costo marginal variable de producción de energía, que aumente la potencia garantizada medida por el propio COES y que aumente la prioridad de esta en el sistema interconectado y la cantidad de energía eléctrica que le es requerida , de este modo se ahorra combustible. “Caso de Turbinas se desarrollan para alturas, siendo peso específico del oxígeno reducida al sistema concentra al oxígeno puro permitiendo, la turbina no desaproveche potencia debido a que su margen de desarrollo es parecido al tener a nivel de mar. El sistema es autónomo, computarizado y manipula de acuerdo a las señales o de la Turbina, añadiendo módulo de control digital, permitiendo dirigir como asegurar que funcione los componentes al sistema en relación al parámetro definido para que funcione la Turbina. Por medio del electrólisis conseguiremos separar los elementos básicos del agua, H₂ hidrógeno y O₂ oxígeno, constituyendo lo que llamaremos Hidroxi 33% oxígeno y 66% hidrógeno.” (Postigo, 2010). La distribución de mencionados gases al centro de la quema del motor mejoraremos el desempeño, por producir la completa llama del hidrocarburo, incrementando la variable y la eficacia energética del energético. “Al hidrógeno se desarrolla como un explosivo y el oxígeno dignifica la mezcla permitiendo que cada molécula de hidrocarburo halle una de oxígeno para generar la reacción. El enlace estequiometria mejoraremos ampliamente obteniendo niveles óptimos de eficacia energética y reducida perdida por emisiones contaminantes. Los resultados se consiguieron que la reacción sea vapor de agua, como objetivo principal es mejorar el

porcentaje de ineficiencia de los hidrocarburos. Reduciremos cantidad de gas se alcanza engrandecer el ambiente dentro de la cámara de combustión.” (Velasco, 2012)

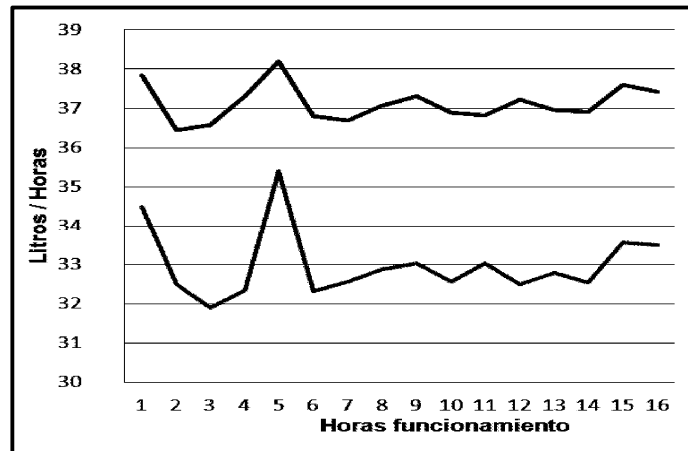


Figura 13: Mejora de la eficiencia de la combustión.

Fuente: Velasco (2012)

Selección del Nuevo Quemador de Gas Natural a Utilizar

Quemador Dual 6575 - HIRAM Son especialmente aplicables para Cámaras de Combustión, que operan con aleaciones de Aluminio, secadores, y hornos de atmósfera oxidante. Posee una alta velocidad de salida de Gases de 150 a 230 m/seg. Estos quemadores pueden ser usados una variedad de sistemas de Control, además puede ser usado con precalentadores de aire, por encima de los 315 °C. Rango de operación entre 76 y 244 MW.

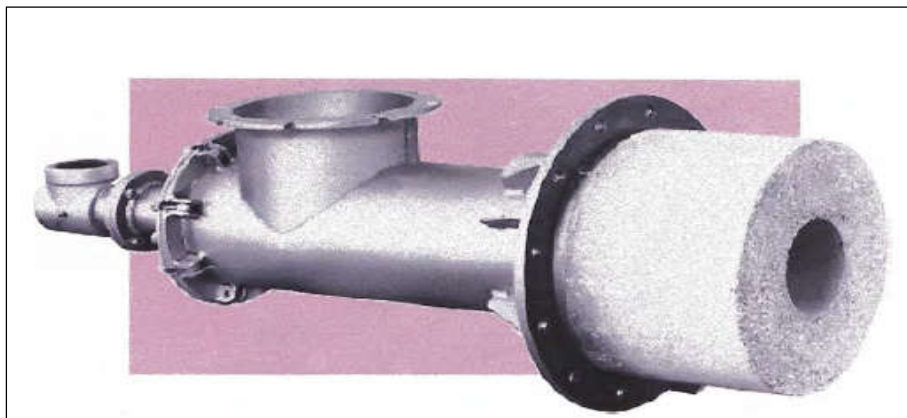


Figura 14: Quemador dual.

Fuente: Quemador Dual 6575 – HIRAM.

Con éstas Medidas obtendremos mejoras en el rendimiento en la cámara de combustión, pasando del 97 % actual, al 99 % optimizado. Con lo cual la eficiencia total del ciclo combinado pasa del 60.09 % al 63.09 %, esto produce una disminución en el costo marginal

de generación de la CT Ventanilla, que, según el COES, pasa de 7.74 US \$ Mwhr, disminuye a 6.34 US \$ Mwhr y se determina la siguiente tabla de prioridad:

Tabla 4: *Empresas centrales térmicas según ranking y potencia.*

| EMPRESA | C. TÉRMICA | RANKING - \$/Mwhr | POTENCIA COES |
|--------------------|---------------|----------------------|------------------|
| ENEL PIURA | Malacas | 2,86 | 51,28 |
| FENIX | Fénix CC | 3,93 | 565,48 |
| EGESUR | Independencia | 6,00 | 23,04 |
| ENEL | Ventanilla | 6,34 | 201,37 |
| TERMOCHILCA | Olleros | 6,38 | 479,27 |
| KALLPA | Kallpa CC | 8,78 | 863,42 |
| ENEL | Santa Rosa 2 | 8,97 | 187,22 |
| ENGIE | Chilca 1 | 9,52 | 815,18 |
| KALLPA | Las Flores | 9,85 | 196,75 |
| ENEL PIURA | Malacas 3 | 10,33 | 127,89 |
| ENEL | Santa Rosa 1 | 10,49 | 121,71 |
| TERMOSELVA | Aguaytia | 10,90 | 176,28 |
| EGASA | Pisco | 11,74 | 70,27 |
| ENGIE | Chilca 2 | 14,30 | 112,83 |
| ENEL PIURA | Malacas 2 | 22,67 | 105,95 |
| SDF ENERGIA | Oquendo | 32,67 | 29,38 |

Fuente: autoría propia.

Pasando a producir de 246,226.08 Mwhr a 295,471.29 Mwhr, originando un ingreso marginal de US \$ 312,214.63 al año

En cuanto a la Potencia adicional garantizada y medida por el COES, esta será del orden del 4.15 Mw, lo cual, según la tarifa por Potencia garantizada por el COES, equivalente a S/ 13,87 por KW * Mes, considerando el plan implicará un Monto anual de mayores ingresos de US \$ 206,186.87 al año, en cuanto a los costos del reemplazo e instalación del Nuevo sistema de quemador de gas Natural, tenemos que indicar, que se registrará con el siguiente presupuesto registrado en la tabla 8.

3.2.Determinar las medidas de mejora de los ciclos termodinámicos, que permitan aumentar la eficiencia de la central

La principal medida de mejora, es la de un nuevo quemador de combustible, que reúna las siguientes condiciones: “La combustión del gas natural demandan menos equipos preparatorios al carbón pulverizados, en la combustión del gas natural utilizando quemadores, para la atomización del combustible, combinando internamente con los aires aprovisionado en la combustión. La desintegración en este desarrollo puede ejecutarse, esencialmente, en tres procesos: a) pulverización por aire comprimido b) pulverización por vapor c) pulverización mecánica” (Herrera, 2015).

El aumento de la temperatura y la transmisión de calor radiante a la caldera, es porque el aire caliente, al ingresar al hogar, o haciendo uno de tres tipos generales, que regularmente se les sabe cómo controles de la combustión a los dispositivos automáticos depositados de conservar la presión de vapor requerida y la proporción adecuada entre el combustible y el aire necesario para la combustión, al variar la carga, como son los neumáticos, hidráulicos y eléctricos, o mezclar ambos. El dispositivo de control opera un motor, nivelando la alimentación de combustible y de aire, de forma fulminante y convincente, respondiendo conmutaciones de demanda de vapor (Descalzi, 2014).

Las Características del Gas Natural a ser quemado en estos tipos de quemadores son las siguientes:

| Combustible | Fuente | Composición media | Poder calorífico superior BTU ft ³ | Notas |
|--------------------------------|--|---|---|---|
| Gas de alto horno. | Subproducto de la fabricación. | 58% N ₂ , 27% CO, 12% CO ₂ , 2% H ₂ , algo de CH ₄ | 90-100 | Buen combustible cuando está limpio; se usa adecuadamente en la fuente. |
| Butano. | Subproducto de fabricación de gasolina, en gas de pozo. | C ₄ H ₁₀ (normalmente tiene algo de butileno, C ₄ H ₈ , y propano, C ₃ H ₈) | 3.200-3.260 | Licúa bajo ligera presión y se vende líquido (botella a presión). |
| Gas principal de horno. | Pozos petrolíferos. | Varia, sobre todo butano y propano. | 1.200-2.000 | Utilizado fundamentalmente en campos petrolíferos. |
| Gas de agua carburado. | Manufacturado del carbón enriquecido en aceite vaporizado. | 34% H ₂ , 32% CO, 16% CH ₄ , 7% N ₂ , 5% C ₂ H ₄ , 4% CO ₂ , 2% C ₄ H ₆ | 500-600 | Buen combustible pero normalmente caro. Parte de la mayoría de los gases municipales. |
| Gas de horno de Coque. | Subproducto de hornos de Coque. | 48% H ₂ , 32% CH ₄ , 8% N ₂ , 6% CO, 3% C ₂ H ₄ , 2% CO ₂ , 1% O ₂ | 500-600 | Buen combustible cuando se purifica; a menudo usado como fuente. |
| Propano. | Subproducto de gasolina. | Varia, sobre todo CH ₄ , C ₂ H ₆ , C ₃ H ₈ | 950-1.150 | Combustible ideal para tubería hasta su punto de utilización. |
| Gas de refinería. | Subproducto del procesamiento de petróleo. | 54% H ₂ , 27% CH ₄ , 10% CO, 3% N ₂ , 3% CO ₂ , 3% C ₂ H ₄ | 500-550 | Usado en la costa Oeste de EE. UU., a menudo mezclado con gas de hornos de Coque. |
| Gas natural. | Pozos de gas. | 51% N ₂ , 25% CO, 16% H ₂ , 6% CO ₂ , 2% CH ₄ | 135-165 | Requiere limpieza. |
| Gas de petróleo. | Manufacturado del petróleo. | C ₃ H ₈ | 2.500 | Parecido al butano. |
| Gas de producción (refinería). | Manufacturado del carbón de Coque o madera. | Varia, sobre todo butano y propano. | 1.200-2.000 | Usado principalmente en refinerías |
| Gas residual. | Planta de gas residual. | 65% CH ₄ , 30% CO ₂ , 2% H ₂ , 3% N ₂ , trazas de O ₂ , CO, H ₂ S | 600-700 | Muchas plantas depuradoras cubren sus necesidades energéticas con este combustible. |

Figura 15: Propiedades de los combustibles.

Fuente: Descalzi (2014)

En lo relativo a los poderes caloríficos del combustible (Metano), a utilizar, tenemos que:

| Residuos | Poderes caloríficos medios (al ser quemados), BTU lb |
|------------------------------------|--|
| Gases | |
| Gas de horno de Coque | 19.700 |
| Gas de alto horno | 1.139 |
| Monóxido de carbono | 575 |
| Refinería | 21.800 |
| Líquidos | |
| Lodos industriales | 3.700-4.200 |
| Licor negro | 4.400 |
| Licor de sulfito | 4.200 |
| Disolventes sucios | 10.000-16.000 |
| Lubricantes usados | 10.000-14.000 |
| Pinturas y resinas | 6.000-10.000 |
| Aceite residual y residuos sólidos | 18.000 |
| Sólidos | |
| Bagazo | 3.600-6.500 |
| Cortezas | 4.500-5.200 |
| Residuos generales de madera | 4.500-6.500 |
| Serrín y virutas | 4.500-7.500 |
| Restos de café | 4.900-6.500 |
| Cáscaras de nuez | 7.700 |
| Cáscaras de arroz | 5.200-6.500 |
| Restos de maíz | 8.000-8.300 |

Figura 16: Poderes caloríficos medios.

Fuente: Descalzi (2014)

Los quemadores de gas

Se utilizarán en el presente proyecto, precisan preparación del energético, como no requerimos duros y blandos. Dónde su proporción del gas, unido y la combustión pueden ajustarse de varias maneras. Necesitamos saber las características energéticas para la búsqueda de equipos y mantenimiento con éxito. Las lanzas llamas atmosféricas se utilizan para carbonizar energético se diferencian básicamente la manera que se combina el gas y el combustible. Las lanzas llamas atmosférico es conocido, como se percibe en nuestras casas domiciliarias; al momento científico de fluido gaseosa a la entrada a disminuir presión utilizamos para espirar parte del aire necesario en la quema. Hay mecanismo semejante regularizan la cantidad del gas inducido de este modo. La energía como el aire atraviesa juntamente a través de un tubo que transporta a la ranura de la lanza llamas, mezclándose al flujo. Al combinarse se quema los huecos del cabezal de la lanza llamas (con una flama azul, muy notoria). El viento suplementario se direcciona a la llama a partir el medio de alrededor. En una lanza llamas atmosférico de única ranura, la llave tipo aguja controla los flujos energéticos por medio de boquillas cortas; los aires son arrastrados al entorno de la entrada para el fondo. Con las muestras de lanza llamas al ingreso y configuración determinado. La calidad del ardor cumpliendo medidas de la porción del gas principal o pre mezclas. Por medio de pre mezclas disminuye, al quemar es duradero y descolorido color azulado. Pueden tener color amarillento, indica la quemazón incompleta y aparición de carbono suelto. El cálculo es normalmente satisfactorio con 30 al 70 por 100 de mezclas; algunos casos particulares se usan 100 por 100 de gas primario. Las categorías de pre mezclas regulan la

capacidad cerca de 4:1. Por lo regular las categorías de tamaño y pre mezclas permanecen estrechamente enlazados y unidos. Los gases secundarios son dirigidos al entorno del quemador, depende de la dimensión del área o sección del hueco y el estallido. El quemador de alta presión utiliza el gas a cerca de 20 a 30 psi (1,4 kg/cm² a 2,1 kg/cm²) el aire a la presión atmosférica o al lado de ella. Otros tipos de llamas utilizan gas compacto, a través del aire a la fuerza manométrica cero. El quemador de gas de tobera resistente al calor representa en la Figura N° 20. Arrastrando todos los gases la quema dependerá dependiendo del estallido natural o el ventilador: dónde las condiciones del estallido sean grandes. El diseño utiliza varios chorros de gas, donde almacenan en corrientes de aires para producirse una mezcla fuerte y violenta en tubo corto al producirse el mezclado o conducto en calorífugo. El quemador del cuadro de alabes de vórtice transmiten movimiento torbellino al aire de ingreso en el aparato.

Las generadoras de vapor utilizan un quemador de gas de alta presión, de 2 a 15 psi (de 0.15 a 1.00 kg/cm²) al diseño por anillos redondo del aire o tubo centralizado de difusión o vórtice. El anillo de gas sujeta un manguito anular situado dentro de los registros del aire y el muro del centro que circunda al inicio del quemador. Por lo cual agujeros perforados en este lanzan el gas angularmente y contracorriente al aire de combustión, controlado en cantidad, rapidez, gira por restrictores.

Se demuestra un llamador del modelo de baja opresión en el aire está a presiones atmosféricas por lo tanto el gas esta de 1 a 3 psi (0,07-0,21 bar). Esta unidad, a través del controlador inspirador, planifica solución diferentes llamas. Podrán abastecer a un cabezal llamador a mayor presión. Al superar las situaciones inestables de impacto en el hogar se mantendrá una buena capacidad al exceder con la mezcla uniforme aire-combustible en todas las cargas, el tipo de quemador de combustible a utilizar será:

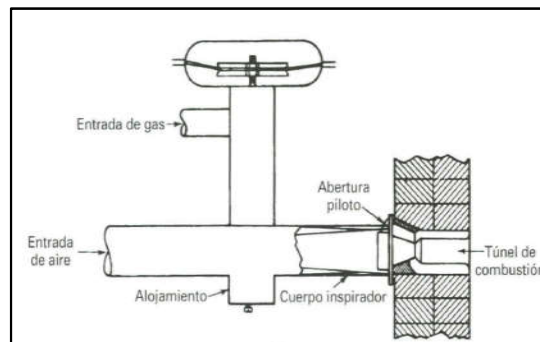


Figura 17: Quemador aspirador de pre mezcla aire – combustible.

Fuente: Autoría propia.

De acuerdo a los siguientes parámetros:

Gas Metano:

Caudal de funcionamiento:

Ingreso Energético del Gas Natural: 391,733.34 Kj/S

Poder Calorífico superior del Gas Natural: 38,456 Kj/Mt3

Caudal Volumétrico: 10.19 mt3/Seg

La velocidad media de entrada será:

Tabla 5: *Velocidad media de entrada.*

| VELOCIDAD MEDIDA DE ENTRADA | | | | | | |
|-----------------------------|-----------|-----------|-----------|---------|---------|---------|
| Diámetro | 2" | 3" | 4" | 5" | 6" | 7" |
| Velocidad | 5,027 m/s | 2,234 m/s | 1,257 m/s | 804 m/s | 559 m/s | 410 m/s |

Fuente: autoría propia.

La Ecuación del perfil de velocidades será:

$$V = k_0 * \left(\frac{V}{V_0}\right)^n$$

Donde;

V = Velocidad Promedio

V_o = Velocidad Puntual

N = 1/7, exponencial raíz séptima

Se creará una turbulencia rotacional, designada con las siguientes características:

Velocidad Angular del Vórtice: 225 – 425 rad /seg

Fuerza Centrípetas Actuante: 7,500 N – 14,500 N

% de Combustible no quemado: 0.3 %

Relación aire/ Combustible y % de Combustible no quemado

Tabla 6: Relación aire/combustible y % de combustible no quemado.

| RELACION AIRE/CONBUSTIBLE | | | | | | | | |
|---------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| .a/c | 13,5 | 14,0 | 14,5 | 15,0 | 15,5 | 16,0 | 16,5 | 17,0 |
| % | 0,45 | 0,42 | 0,37 | 0,33 | 0,30 | 0,28 | 0,26 | 0,25 |

Fuente: autoría propia.

En cuanto a la combustión y el control de carga, se empuja habitualmente para conservar firme la presión y el calor. Las variaciones de presiones se producen por:

1. Carga de lanza llamas: Aumento del esfuerzo sin ingreso de combustible extra produce una bajada de presión. Una disminución de molestia sin una disminución pareja a la energética origina aumentar de presión.
2. Ingreso de la lanza llamas: Aumenta en el ingreso al combustible produce incremento de esfuerzo, al ingreso bajo causara una bajada de coacción.

Esta manera, regulamos el esfuerzo, así como el energético, los verificadores del quemado, están ligados directamente. Por este motivo, los controles de quemado se encuentran gestionados por armónicos por medio de diferencias de presión dentro de unos márgenes angostos. En tanto la cantidad de gas y cantidad saliente usualmente siguen a la cantidad de combustible el último se determina por los ajustes de los límites de esfuerzo por lo cual trabaja el intercambiador.

A un cuando ciertos diseñadores varían en el acercamiento, deberían sostener los siguientes criterios toda clase mando utilizado en un intercambiador: a) presión y cantidad vapor; b) presión y jale en el centro; c) presión y volumen de alimentación de agüita (excluyendo bajo nivel de agua); d) Fuerza y volumétrico de gas; e) caudal y composición de gases de llamero; y f) prendido y mando de llama de la lanza llamas apropiado.

La forma por consiguiente actúa un mando y cómo responde para recuperar una variable encima un intercambiador podrá agruparse dónde: mando todo-nada o de 2 posiciones; mando de posiciones y mando por cantidad. Tener en cuenta al dibujo, los *controles cero - uno* se encuentran normal mente en los intercambiadores piro tubulares más chicos y en calderas de tubos y coraza de las aguas y no son operativos porqué de las mermas calóricas durante la etapa en que el quemador continúa sin funcionar.

El mando de ignición tan aprovechado en las calderas durante la transformación es un *plan de mando localizado*, debido a que es elástico para los mandos de ignición aprovechado en distintos carburantes). Un verificador independiente localiza la compuerta de ingreso mantiene el tiro del horno al interior de límites aceptado. Aun cuando el sistema de mando de tipo localizado es mejora sobre el tipo todo-nada, el caudal de aire y combustible están en perfecta relación teórica solamente en una ubicación. Es el punto dónde se mide el montaje.

El mando localizado también considera que una señal de ingreso definida del mando *master* produce constantemente los propios cambios por lo que el caudal de aire de combustión, por lo cual celeridad del alimentador, ajustando calibrado la válvula de combustible. Tanto así aceleramos al alimentador dónde afectará variaciones de tensión en la línea, la cantidad del aire, polución, la gradación de los tubos de la caldera, por la situación de presión atmosférico. Los ajustes manuales son todavía necesario no solo para la sustitución de carga, sino también para neutralizar los objetivos prolongado.

Un *mando de medida* mide el caudal de combustible y el caudal de aire y así cambia las ubicaciones de las compuertas de aire y la válvula de combustible para mantener estos caudales equilibrados ante un sobrecalentamiento. Así mantendremos una conexión aire/combustible perfecto y amplia margen de carga sin intervenciones manuales.

El mando de quemado y recarga por ECU están desarrollándose aceleradamente con el incremento de actuadores y transmisiones eléctricas de datos al ordenador dónde calculamos mando perfecto así obtendremos el resultado de cálculo deseado. Al mecanismo de mando digital indirecto, un valor apreciado por medio de un sensor dónde se mide y son enviadas por telemática al computador. El computador puede recibir muchas ideas parecidos en los actuadores calculamos ajustes requerido alimentaremos los datos del controlador para una acción rápida (corto tiempo). Los controladores responden en márgenes bastantes rigurosos con resultados estimados por lo cual aumentamos la eficiencia.

Un conjunto *de mando distribuir* secciona grandes mecanismos de mandos en varias técnicas de mando secundarios, obteniendo cada uno de ellos un grado determinado mando que llevamos adelante. Por lo tanto, varios grupos participan según su programación planificado, el computador es el principal está diseñado donde audita los resultados en cada sección, determinando la posición que reajustamos claros de todo el grupo las modificaciones necesarias e importantes del mecanismo logrando las posiciones en el cierre general y la eficiencia total.

3.3. Costear las medidas de mejoras de la central

Los principales elementos de costo, que se implementarán en la central térmica de Ventanilla se describen en la tabla 8.

Tabla 7. Principales elementos de costo para la implementación.

| Principales elementos de costo para la implementación | |
|---|--|
| 1 | Controlador digital de la combustión W – FM 100 |
| 2 | Válvula doble de gas, clase A |
| 3 | Clapeta de gas |
| 4 | Presostato de aire |
| 5 | Presostato de gas de mínima presión |
| 6 | Cámara de mezcla con cabeza de combustión de posición ajustable |
| 7 | Servomotor para regulación combinada gas/aire con W – FM 100 |
| 8 | Quemador en ejecución vertical |
| 9 | Brida de succión para conectar un canal de aire |
| 10 | Pistolón de alargue |
| 11 | Regulación de velocidad |
| 12 | Regulación de O ₂ |
| 13 | Acoplamiento Bus |
| 14 | Presostato de Gas de máxima presión |
| 15 | Motor del Quemador 3 – 400 V, G70/2 – A, 22 KW |
| 16 | Potencia absorbida a 380 Voltios (400 Voltios) 25.5 KW |
| 17 | Protección previa del motor (Arranque YΔ) 63 Amperios |
| 18 | Soplante: 590 * 160 mms |
| 19 | Control digital de la Combustión: V.FM100 |
| 20 | Dispositivo de encendido W .ZG02 |
| 21 | Servomotor SQM48 |
| 22 | Gas Natural E = 10.45 Kwh / mm ³ , d = 0,716, W _i = 11,293 kWh/mm ³ |
| 23 | Capacidad de Quemado: 400,000 Kj/Seg. |

Fuente: Autoría propia.

Descripción del quemador. Quemador con Coraza, tubería giratoria, techo de carcasa, motor Weish de lanza llamas, casco regulador del gas, ventilador, cabeza de quemador,

dispositivo de chispa, conductores y bujías candentes, arduino electrónico con terminales al quemador, activador, junta de tubería, conmutador al final del ciclo con tubería giratoria, pernos fijación, alimentación a baja presión, con diámetro nominal de 150 mms, su peso del Quemador es 395 Kg.

El costo Puesta en planta incluidos todos los impuestos de importación, serán de S/. 135, 850 (Ciento treinta y Cinco Mil Ochocientos Cincuenta y 00/100 Nuevos Soles)

Los Esquemas de instalación del quemador serán:

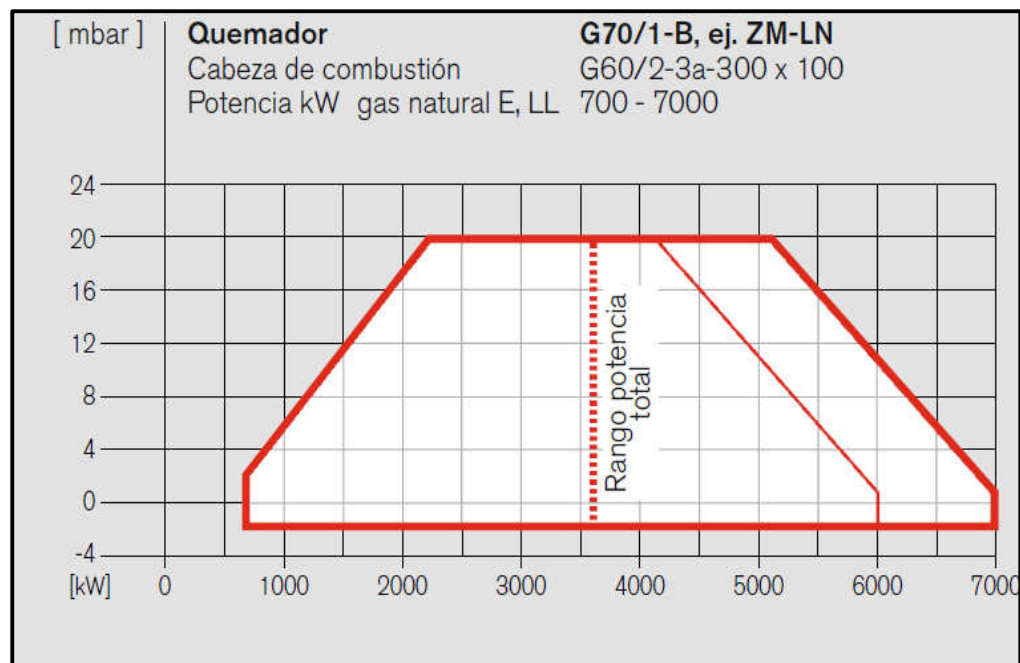


Figura 18: Esquema de instalación del quemador.

Fuente: Autoría propia.

3.4. Evaluación económica con los criterios TIR y VAN

Se manejarán los Ingresos y Gastos medios ponderados, para elaborar los estados financieros proyectados, acerca de los cuales aplicaremos la metodología VAN y la formula TIR.

Si reflexionamos que la Producción de Energía Eléctrica , aumenta de 246,226.08 Mwhr a 295,471.29 Mwhr , originando un ingreso marginal de US \$ 312,214.63 al año y los ingresos por Potencia Firme Garantizada , aumentan en la Potencia adicional garantizada y medida por el COES , esta será del orden del 4.15 Mw , lo cual según la tarifa por Potencia garantizada por el COES ,equivalente a S/ 13,87 por KW * Mes , considerando el plan implicara un Monto anual de mayores ingresos de US \$ 206,186.87 al año

Es por ello que se debe consumir una inversión inicial, sólida en el rediseño del sistema automático de quemado de Gas Natural, dónde determinamos el siguiente presupuesto:

Tabla 8: *Presupuesto de suministro e instalación del nuevo sistema de quemado de gas natural.*

| PRESUPUESTO DE SUMINISTRO E INSTALACIÓN DEL NUEVO SISTEMA DE QUEMADO DE GAS NATURAL – US \$ | | | | | |
|---|---|-------|---------|---------|----------------|
| ÍTEM | DESCRIPCIÓN | CANTD | P. UNI | P.PAR | TOTAL |
| 01 | Suministro de Quemador | 1 | 135,850 | 135,850 | |
| 02 | Suministro de Válvulas , Conectores , Manómetros, Sensores , Actuadores | 1 | 272,160 | 272,160 | |
| 03 | Instalación de Quemador | 1 | 110,150 | 110,150 | |
| 04 | Instalación de Sistema de Combustible | 1 | 117,420 | 117,420 | |
| 05 | Instalación de Sistema de Control | 1 | 221,290 | 221,290 | |
| COSTO DIRECTO | | | | | 1056870 |
| COSTO DE SUPERVISION | | | | | 52,500 |
| G.G + UTILIDAD | | | | | 211,374 |
| COSTO SIN IGV | | | | | 1320744 |
| IGV | | | | | 237734 |
| COSTO TOTAL | | | | | 1558478 |

Fuente: autoría propia.

Utilizaremos las siguientes definiciones:

Tiempo de utilidad de la máquina: La cual será considerada de cinco años, teniendo presente el factor obsolescencia tecnológica de las partes electrónicas del control remoto

Tasa de Interés: Se Considera producto de la auditoría financiera una composición de financiamiento siguiente, Todo es préstamo de bancos, dependerá al mercado de la demanda oferta monetaria (Conceptos Macro – Economía, curvas IS – LM) y niveles incertidumbres de beneficio y riesgo al cliente, fijamos en 12 % al periodo anual, se consideran gastos de operación equivalentes al 6 % anuales del valor del activo. No se tendrán en cuenta valores de recupero, para las maquinas al final de la vida económica, y se trabajará en ambientes donde determinaremos, no se realizará un estudio de perceptibilidad, nos fija al próximo flujo del dinero:

Afluencia de Caja dentro de 60 meses, con Costo Juicioso calculado al Patrimonio, del 12 %, sin valor remanente, sin variabilidad, ni análisis de probabilidades es decir varianza nula, no se realizarán un estudio de perceptibilidad:

Plazo de duración del proyecto 5 Años, el valor de Recupero: 0, al concluir la utilidad del proyecto, la tasa de descuento bancario es 12 %, cuotas anuales y un costo de mantenimiento de un 5 % de la inversión.

Tabla 9: *Flujo de caja de trabajo para realizar simulaciones.*

| FLUJO DE CAJA DE TRABAJO PARA REALIZAR SIMULACIONES | | | | | | |
|---|---------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| INGRESOS | | 518.401,50 | 518.401,50 | 518.401,50 | 518.401,50 | 518.401,50 |
| EGRESOS | 1.558.478,00 | 77.923,90 | 77.923,90 | 77.923,90 | 77.923,90 | 77.923,90 |
| NETO | -1.558.478,00 | 440.477,60 | 440.477,60 | 440.477,60 | 440.477,60 | 440.477,60 |

Fuente: autoría propia.

Tendremos producto de los análisis indicadores Económicos - Financieros, que servirán para la determinación de la factibilidad económico – Inversionista en las modificaciones y mejoras efectuadas al mecanismo de Combustión de Gas Natural:

Tabla 10: *Van Tir, análisis indicadores económicos-financieros.*

| Análisis VAN y TIR | | | |
|--------------------|-------------|-------------|--------|
| B/C | 0,332633184 | | |
| VAN | 310.243,39 | TASA | 12,00% |
| TIR | 12,76% | | |

Fuente: autoría propia.

IV. DISCUSIÓN

El combustible al ingresar al sistema de ciclo combinado, gas natural es regulado por presión de suministro y temperatura promedio de 15 °C., con composición de Propano 0,11%; nitrógeno 0.77%; dióxido de carbono 0.23%; Metano 88.42%; Etano 10.47% y; para confeccionar el balance energético consideramos como antecedente la energía al segundo del gas natural (GN) quema dentro de la cámara de quemado de la turbina a vapor en cada elemento del sistema combinado, donde la máxima eficiencia de parámetros termodinámicos, es del 91% en el punto 9 y con una eficiencia total promedio de 60.09%, fructificando la potencia energética del gas natural con una combustión eficiente; ello coincide con el estudio de Torres (2017) “Análisis del cumplimiento de los aspectos técnicos y legales, de las emisiones atmosféricas y calidad del aire en un caso de estudio de central térmica de ciclo combinado”, donde se concluyó que, en general si se podría instalar una Central de Ciclo Combinado a gas natural, pues los contaminantes CO, MP10, NOx, SO2 y la generación de O3 en la atmósfera se mantiene en niveles bajo el estado de latencia, por otro lado, el alto valor de MP2.5, en la Línea de Base que se observó en estación Charrúa y Pemuco, solo realizaron monitoreo durante 6 meses, por lo que no es un valor confiable; asimismo García y Miranda (2018) en la investigación “Análisis exergético del condensador principal de la central de ciclo combinado Ventanilla”, se concluyó que, mediante el análisis exergético es posible detectar degradaciones de energía en un sistema, localizado por el calor perdido en el condensador y el calor desechado al medio ambiente, y por la capacidad de producir trabajo o potencia (energía) se pierde durante la operación del condensador y se identifica y cuantifica pérdidas por irreversibilidades ocasionadas por producción de entropía al interior del equipo.

Asimismo, la principal medida de mejora, es la de un nuevo quemador de combustible, que reúna condiciones, como que la combustión del gas natural demanden menos equipos preparatorios donde el carbón se pulveriza, la combustión del gas natural utilizan quemadores, llamados mecheros, para la atomización del combustible, combinando internamente con el aire aprovisionado para la combustión; la atomización en este desarrollo puede ejecutarse, esencialmente por tres procedimientos distintos; el quemador a utilizar será el aspirador de pre mezcla aire – combustible, con un diámetro de velocidad media de entrada desde 2 pulgadas en 5,027 m/s, hasta 7 pulgadas en 410 m/s con un porcentaje de

combustible no quemado de 0.3% y; la variación de presión se produce por carga de lanza llamas y entrada de energético a la lanza llamas; lo antes mencionado cumple con lo expresado por el (MEM, 2014, p.9), conforme a los reportes de las Organizaciones Unidas, el peruano va a utilizar ocho veces más potencia para el año 2040 con respecto a los años mencionados. Es por ello que el Perú asume y está convencido de cambiar la principal potencia que se tiene actualmente, donde él 50% es a través de generadores eléctricos. Logrando la meta no se dependerá del combustible o carburante, evitándose la desestabilización de costos del combustible.

Por último, el costo puesta en planta incluidos todos los impuestos de importación, serán S/.135, 850 (Ciento treinta y Cinco Mil Ochocientos Cincuenta y 00/100 Nuevos Soles) con un esquema quemador G70/1-B, ej. ZM-LN, cabeza de combustión G60/2-3^a-300 x 100 y un rango de potencia kW gas natural E, LL 700–7000 y la determinación de la factibilidad económico – Inversionista en las modificaciones y mejoras efectuadas en el mecanismo de combustión de gas natural son en el caso del VAN: 310.243.39 soles con una TIR: 12.76%; ello coincide con el estudio de (Vázquez y Villa, 2015, p. 08). En la tesis denominada “Análisis y estudio de central de CLD en ciclo combinado”, obtenemos la potencia en la central de ciclo combinado es rentable, la central opere comercializando la energía eléctrica. Siendo este trabajo un gran aporte para futuros trabajos, aumentando la potencia a plantas que trabajen con mayor potencia, empleando tecnología que no emitan gases de efecto invernadero.

V. CONCLUSIONES

1. Relación al objetivo específico 1 se concluye que, el combustible al ingresar al sistema de ciclo combinado, el gas natural es regulado al siguiente estado: a) presión de suministro: 100.8 kPa (1.008bar); temperatura promedio: 15 °C. Tomando los datos obtenidos a diferentes muestras de Gas natural realizados por Cengel y Boles, 2006; se determina la siguiente composición: Propano 0,11%; nitrógeno 0.77%; dióxido de carbono 0.23%; Metano 88.42%; Etano 10.47% y; para confeccionar el balance energético consideramos como antecedente la energía al segundo del gas natural (GN) quema dentro de la cámara de quemado de la turbina a vapor en cada elemento del sistema combinado, donde la máxima eficiencia de parámetros termodinámicos, es del 91% en el punto 9 y con una eficiencia total promedio de 60.09%, fructificando la potencia energética del gas natural con una combustión eficiente.

2. En relación al objetivo específico 2 se concluye que, la principal medida de mejora, es la de un nuevo quemador de combustible, que reúna condiciones, como que la combustión del gas natural demanden menos equipos preparatorios al carbón se pulveriza; por otro lado, la ignición del gas natural utilizamos quemadores, llamados mecheros, la atomización del combustible, combinando internamente al aire aprovisionado en la ignición; la desintegración en este desarrollo puede ejecutarse, esencialmente, por 3 procesos: a) atomizar por aire comprimido b) atomizar por vapor c) atomizar mecánica; el quemador a utilizar será el aspirador de pre mezcla aire – combustible, con un diámetro de velocidad media de entrada desde 2 pulgadas en 5,027 m/s, hasta 7 pulgadas en 410 m/s con un porcentaje de combustible no quemado de 0.3% , los cambios de presión producen por carga de lanza llamas y entrada de energético a la lanza llamas.

3. En relación al objetivo específico 3 se concluye que, el costo puesta en planta incluidos todos los impuestos de importación, serán de S/.135, 850 (Ciento treinta y Cinco Mil Ochocientos Cincuenta y 00/100 Nuevos Soles) con un esquema al quemador G70/1-B, ej. ZM-LN, cabeza de combustión G60/2-3^a-300 x 100 y un rango de potencia kW gas natural E, LL 700–7000.

4. En relación al objetivo específico 4 se concluye que, la determinación de la factibilidad económico – Inversionista en las modificaciones y mejoras efectuadas al mecanismo de combustión de gas natural son en el caso del VAN: 310.243.39 soles con una TIR: 12.76%.

VI. RECOMENDACIONES

- En relación a la conclusión específica 1, diseñar un programa de indicadores para controlar y evaluar la confección del balance energético que se consideró como referencia la energía al segundo del gas natural.
- En relación a la conclusión específica 2, diseñar un cronograma para la implementación de las mejoras de la combustión, la cual evidenciará las potenciales de la central termoeléctrica de Ventanilla dentro del sistema nacional.
- En relación a la conclusión específica 3, actualizar los precios cuando se decida implementar las mejoras.
- En relación a la conclusión específica 4, es conveniente desde el punto de rentabilidad económica privada el cambiar el sistema de quemadores para mejorar la eficiencia de la combustión y disminuir la obtención de gases de efecto invernadero que esto traerá consigo.

REFERENCIAS

-MENDOZA, Jaime. Análisis del diseño termodinámico de centrales termodinámicas de ciclo combinado. Tesis (Ingeniero Mecánico - electricista). Piura: Universidad de Piura, 2012. Disponible en https://pirhua.udep.edu.pe/bitstream/handle/11042/1449/IME_066.pdf?sequence=1&isAllowed=y.

-QUISPE, Carlos. Análisis energético de un sistema de cogeneración con ciclo combinado y gasificación para la industria azucarera. Tesis (Ingeniero Mecánico - Electricista). Piura: Universidad de Piura, 2010. Disponible en https://pirhua.udep.edu.pe/bitstream/handle/11042/1387/IME_155.pdf?sequence=1&isAllowed=y.

-GARZON, Sara. Diseño y evaluación de una planta de autoabastecimiento energético utilizando como combustible el alcohol carburante derivado de la remolacha. Tesis (Ingeniero Electricista). Bogotá: Universidad de la Salle, 2007. Disponible en https://ciencia.lasalle.edu.co/cgi/viewcontent.cgi?article=1069&context=ing_electronica.

-SANTAMARIA, Augusto. Propuesta de un sistema de ciclo combinado para mejorar la eficiencia energética en la central térmica de Paita, Tesis (Ingeniero Mecánico - Electricista). Chiclayo: Universidad Cesar Vallejo, 2016. Disponible en <http://repositorio.ucv.edu.pe/handle/20.500.12692/10097>.

-CHOQUE, Y. Erik. Conversión del ciclo simple con diésel b5 s-50 a ciclo combinado con gas natural de la central termoeléctrica Puerto Bravo, Mollendo – Arequipa. Tesis (Ingeniero Mecánico). Arequipa: Universidad Nacional San Agustín de Arequipa, 2018. <http://repositorio.unsa.edu.pe/bitstream/handle/UNSA/6636/MCchcoye.pdf?sequence=1&isAllowed=y>.

-GARCÍA y MIRANDA . Análisis exergético del condensador principal de la central de ciclo combinado Ventanilla. Tesis (Ingeniero Mecánico). Lima: Universidad Nacional de Ingeniería, 2018. Disponible en <http://cybertesis.uni.edu.pe/handle/uni/15766>.

-IZAGUIRRE, Carlos. A. Análisis de un sistema de control distribuido para generación eléctrica con motores de combustión interna en una central termoeléctrica. Tesis (Ingeniero Eléctrico-Mecánico). Guayaquil: Universidad Católica de Santiago de Guayaquil, 2015. Disponible en <http://repositorio.ucsg.edu.ec/bitstream/3317/4730/1/T-UCSG-PRE-TEC-IEM-66.pdf>.

CHIOK, Luis. Análisis energético y exergético de la implementación del ciclo combinado en central térmica de Santa, Tesis (Ingeniero Mecánico de fluidos). Lima: Universidad Nacional Mayor de San Marcos, 2015. Disponible en <http://repositorioslatinoamericanos.uchile.cl/handle/2250/172968>.

-MURILLO, Rafael y MONTALVO, Mauricio. Análisis exergético de un ciclo combinado en una planta. Tesis (Ingeniero Químico). Colombia: universidad de Cartagena, 2012. Disponible en <http://repositorio.unicartagena.edu.co/bitstream/handle/11227/146/AN%C3%81LISIS%20EXERGETICO%20DE%20UN%20CICLO%20COMBINADO%20EN%20UNA%20PLANTA%20INDUSTRIAL.pdf?sequence=1&isAllowed=y>.

-VAZQUES, José y VILLA, Javier. Análisis y estudio de central de CLC en ciclo combinado. Tesis (Ingeniero Mecánico). Leganés: universidad Carlos III de Madrid, 2015. Disponible en https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/23004/TFG_Jose_Manuel_Vazquez_Martinez_2015.pdf?sequence=1&isAllowed=y.


-LUJÁN, Leener. M. Auditoría Energética de la Central Térmica en Ciclo Rankine de Vapor Saturado del Hospital Belén de Trujillo para Aumentar su Eficiencia. [en línea]. Vol. 2, N°1. 16-12-2016 [fecha de consulta: 25 de junio del 2019]. Disponible en <http://revistas.ucv.edu.pe/index.php/INNOVACION/article/view/1000/784>.

-TORRES, Érica. V. Análisis del cumplimiento de los aspectos técnicos y legales, de las emisiones atmosféricas y calidad del aire en un caso de estudio de central térmica de ciclo combinado. Tesis (Ingeniero químico ambiental). Santiago: Universidad de Chile, 2017. disponible en <http://repositorio.uchile.cl/handle/2250/146560>.

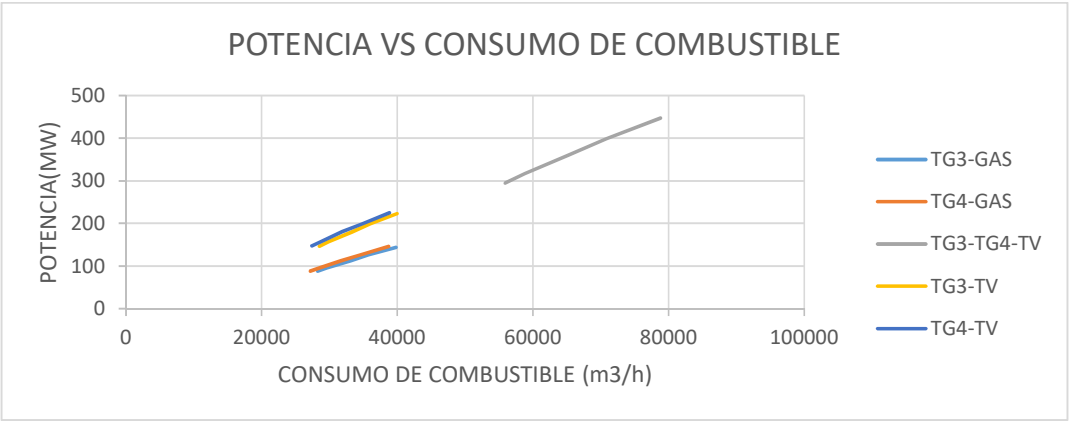
ANEXOS

Anexo N°1: Potencia entregada al COES.

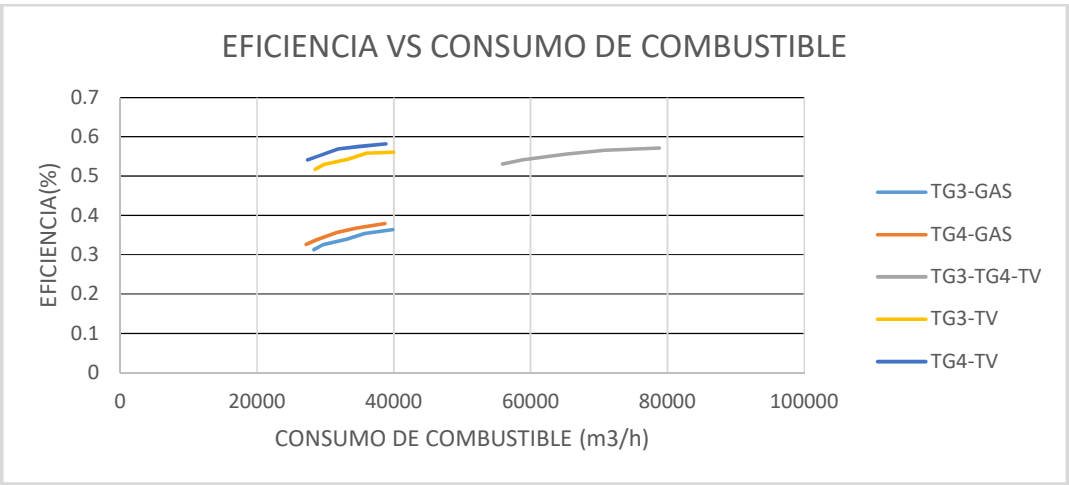
En la siguiente tabla se muestra la potencia entregada al COES, de toda la central térmica incluyendo turbinas de gas, vapor y ciclo combinado.

| <div style="display: flex; align-items: center;">  PODER CALORÍFICO INFERIOR(GAS) </div> | | | | |
|--|-------------------------------|---------------|-----------------------|-------------|
| Modos de operación | Consumo de Combustible [m3/h] | Potencia [MW] | Potencia entrada (MW) | Eficiencia |
| TG3-GAS | 39842,17 | 144,08469 | 396,305668 | 0,363569592 |
| | 35761,73 | 125,96535 | 355,7179816 | 0,354115779 |
| | 33099,29 | 111,78607 | 329,2349848 | 0,339532781 |
| | 29640,55 | 96,04256 | 294,8312797 | 0,32575431 |
| | 28304,7 | 88,08969 | 281,5437272 | 0,312881025 |
| TG4-GAS | 38719,22 | 145,91127 | 385,1358082 | 0,37885667 |
| | 34558,33 | 126,39371 | 343,7478946 | 0,367693045 |
| | 31675,81 | 112,14371 | 315,0757863 | 0,355926145 |
| | 28685,14 | 96,30425 | 285,3279219 | 0,337521296 |
| | 27190,51 | 88,23986 | 270,4610022 | 0,32625724 |
| TG3-TG4-TV | 78805,96 | 447,55306 | 783,874187 | 0,570950119 |
| | 70839,48 | 398,97928 | 704,6324896 | 0,566223224 |
| | 65149,65 | 360,08988 | 648,0363786 | 0,555663064 |
| | 58800,64 | 316,64529 | 584,8834768 | 0,541381835 |
| | 55915,13 | 295,06545 | 556,1816273 | 0,530519952 |
| TG3-TV | 39968,11 | 222,74778 | 397,5583792 | 0,560289486 |
| | 36019,57 | 199,91323 | 358,2826876 | 0,557976249 |
| | 33290,72 | 179,90548 | 331,1391178 | 0,543292744 |
| | 29878,72 | 157,49137 | 297,2003304 | 0,529916537 |
| | 28517,28 | 146,72061 | 283,658237 | 0,517244313 |
| TG4-TV | 38833,24 | 224,81417 | 386,2699526 | 0,582013093 |
| | 34797,88 | 199,01577 | 346,130672 | 0,57497294 |
| | 31860,13 | 180,39753 | 316,909197 | 0,569240438 |
| | 28920,34 | 158,3996 | 287,6674303 | 0,55063446 |
| | 27400,88 | 147,52812 | 272,5535294 | 0,541281268 |

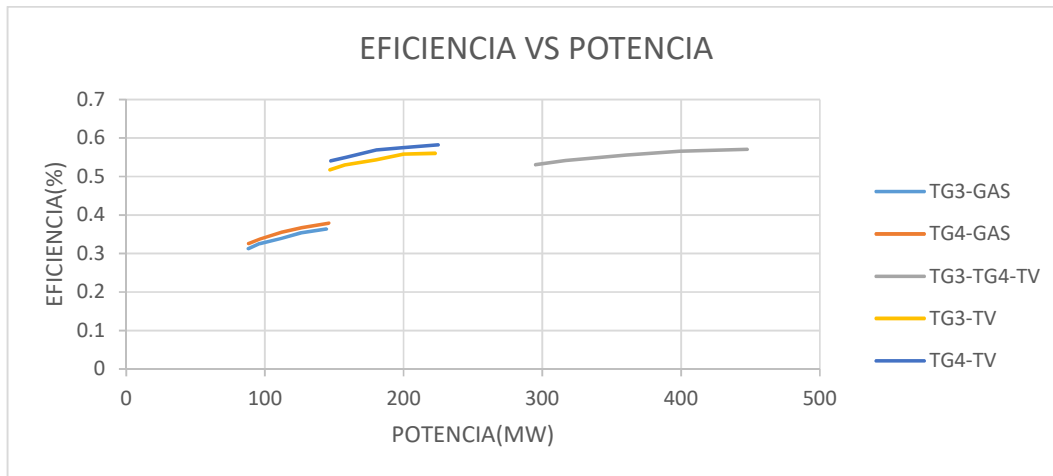
Anexo N°2: Potencia vs consumo de combustible



Anexo N°3: Eficiencia vs consumo de combustible.



Anexo N°4: Eficiencia vs potencia.



Anexo N°5: Lado de gases.

| LADO DE GASES | | | | |
|--------------------------------|--|-------|-------|---------------|
| Ingreso de gases a HRSG | | | | |
| Flujo másico | | kg/s | 448.8 | |
| Entalpia | | kJ/kg | 903 | |
| (+) Aporte de energía | | kW | | 437274 |
| Salida de gases de HRSG | | | | |
| Flujo másico | | | 448.8 | |
| Entalpia | | | 385.9 | |
| (-) Retiro de energía | | kW | | 173197 |
| Calor entregado por gases (kW) | | | | 264077 |
| Eficiencia del HRSG (%) | | | | 84.3% |

Anexo N°6: Potencia requerida por compresor.

| Potencia requerida por Compresor | | |
|--|------------|---------------|
| Flujo de Gases | kg/s | 448.8 |
| Flujo de GN | kg/s | 9.008 |
| Flujo de aire | kg/s | 439.8 |
| Relación Aire/gas | kg/kg | 48.8 |
| Calor Especifico del Aire | Cp, kJ/kgK | 1.0035 |
| Temperatura de Ingreso | °C | 15 |
| Temperatura de salida | °C | 446 |
| Potencia requerida (kW) | | 190381 |
| Eficiencia Mecánica (%) | | 0.9 |
| Potencia requerida en el eje (kW) | | 211535 |